



**Ricardo Nogueira Filho Análise e controlo da rigidez de estruturas de prensas  
com tirantes pré-tensionados**



**Ricardo Nogueira Filho** **Análise e controlo da rigidez de estruturas de prensas com tirantes pré-tensionados**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica de Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e de António da Silva Guedes, Especialista da empresa Mecânica Exacta.

## **O júri**

Presidente

Prof. Doutor António Manuel de Bastos Pereira  
Professor auxiliar da Universidade de Aveiro

Arguente

Prof. Doutor Luís Manuel Pires Martins de Abreu  
Professor adjunto da Universidade de Aveiro

Orientador

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo  
Professor associado da Universidade de Aveiro

## **Agradecimentos**

Agradeço aos meus pais e às minhas irmãs por todo o apoio que me deram ao longo deste percurso. Agradeço também, em especial, aos meus colegas que sempre me acompanharam. Juntos tornaram este percurso numa experiência memorável que nunca me vou esquecer.

## Palavras-chave

Prensa mecânica; parafuso; tirante; travessa; aço; tensão de *Von Mises*; coeficiente de poisson; módulo de Young; deslocamento máximo; perfil cônico de tensões; fadiga; fratura/rotura; rigidez; regime elástico; regime plástico; curvas de *Wohler*; vibração; frequência natural; sistema massa-mola; modelo 3D; simulação numérica; *software*; *CATIA*; *Abaqus*.

## Resumo

As prensas são máquinas de conformação de chapa metálica capazes de elevada produtividade e qualidade de itens fabricados. Dado a intensidade de força exigida à estrutura resistente, o seu projeto deve observar o melhor equilíbrio de rigidez e massa investida, dado que a diminuição desta última pode levar a menor robustez do corpo da prensa. Há exigentes especificações referentes ao nível de deslocamentos e rotações decorrentes do esforço em trabalho. O uso de módulos ligados por tirantes permite não só menos complexidade no projeto dos elementos estruturais integrando o corpo principal, como também menor custo de transporte e instalação. Variando o pré-esforço assim como a flexibilidade tanto dos tirantes como das estruturas a ligar, é possível melhorar as características de resistência estrutural da prensa. Neste trabalho os principais objetivos são simular diferentes componentes de uma prensa, de forma a se obter conclusões relacionadas com o desenvolvimento de algumas das componentes constituintes, a distribuição de tensões nessas componentes, os deslocamentos máximos, as zonas críticas de cada componente, a rigidez de cada componente, número de ciclos até ocorrer fadiga de cada componente, e a análise dinâmica para a estrutura superior da prensa.

Para se efetuar o trabalho utilizou-se *softwares* de simulação numérica *CATIA* e *Abaqus*. Utilizou-se modelos 3D aproximados a componentes reais, e modelos de malha o tanto mais refinada quanto possível pelas versões dos *softwares* disponíveis (de forma a se obter resultados mais precisos). Teve-se em conta um tempo máximo para cada tentativa de simulação de 40 minutos, pois algumas simulações, mesmo aproveitando as simetrias do problema, tornavam-se demasiado exigentes para o *hardware* disponível. Posto isto, utilizou-se modelos de malha refinada em função dessa margem temporal especificada. Os resultados representados nas figuras ao longo desta dissertação são somente aqueles que apresentaram valores lógicos, isto é, todas as tentativas falhadas (com erros) de simulação que eventualmente levaram à simulação correta com os resultados corretos não foram representadas neste documento.

**Keywords**

Mechanical press; screw; rod; upper press frame; steel; Von Mises stress; Poisson's ratio; Young's modulus; maximum displacement; coned tension profile; fatigue; fracture / rupture; stiffness; elastic range; plastic regime; Wohler curves; vibration; natural frequency; mass-spring system; 3D model; numerical simulation; software; CATIA; Abaqus.

**Abstract**

Presses are sheet metal forming machines capable of manufacturing high quality products in high volumes rates. Taking in to account the stress level the press structure is subjected, its design should combine the best stiffness/mass balance invested, because the mass decrease can lead to lower the strength of the press frame and reduce its capacity to absorb and dissipate vibrations from impact loads. There are restrictive requirements, caused by the forces originated while the press is operating, regarding the level of displacements and rotations. The use of modules joined by tie rods allows not only for less complexity in the design of the structural elements integrating the main body, but also the lower cost of transportation and installation. By varying the prestressing as well as the flexibility of the rods and the connecting structures, it is possible to improve the structural strength characteristics of the press. With this work, the main objectives are to simulate different components of a press in order to draw conclusions related to the development of some of the constituent components the distribution of stresses in these components, the maximum displacement, each component's critical zones, stiffness, number of cycles necessary to occur fatigue and a dynamic analysis for the upper press frame.

In the development of this work, numerical simulation software CATIA and Abaqus-Simulia® were used. For better accuracy and precision, 3D models were considered in the structure spatial simulation with the two available software versions. Some simulations, even taking advantage of the symmetry conditions inherent to the problem, they represented a hard computational task to the available hardware. It was taken into account a maximum 40 minute time interval for each trial simulation. Refined mesh models were used. The results shown in the figures throughout this dissertation are only those with physically acceptable values.

# Índice

Lista de Tabelas.....	iv
Lista de Figuras .....	v
1. Objetivos .....	1
<b>1.1 Estruturas programáticas.....</b>	<b>2</b>
2. Introdução .....	3
<b>2.1 Conceitos gerais.....</b>	<b>3</b>
<b>2.2 Soluções de projeto estrutural.....</b>	<b>4</b>
<b>2.2.1 Construção soldada ou fundida (monobloco) .....</b>	<b>4</b>
<b>2.2.1.1 Prensas Mecânicas Excêntricas de engate por chaveta.....</b>	<b>6</b>
<b>2.2.1.2 Estrutura .....</b>	<b>6</b>
<b>2.2.1.3 Cadeia cinemática .....</b>	<b>6</b>
<b>2.2.1.4 Prensas Mecânicas Excêntricas com Embraiagem/freio .....</b>	<b>9</b>
<b>2.2.1.5 Cadeia cinemática .....</b>	<b>10</b>
<b>2.2.1.6 Sistema Embraiagem/freio .....</b>	<b>10</b>
<b>2.2.1.7 Sistema Conjugado.....</b>	<b>11</b>
<b>2.2.1.8 Sistema Separado .....</b>	<b>11</b>
3. Prensas Mecânicas de colunas-guia: Uso de pré-tensionamento.....	13
<b>3.1 Generalidades sobre o método de pré-tensionamento .....</b>	<b>13</b>
<b>3.2 Método de pré-tensionamento dos tirantes .....</b>	<b>17</b>
<b>3.2.1 Procedimento .....</b>	<b>18</b>
<b>3.3 Modelo numérico simplificado do par junta/parafuso em carga .....</b>	<b>18</b>
<b>3.4 Síntese.....</b>	<b>33</b>

4. Estudo da concentração de tensões em singularidades de um tirante/parafuso.....	35
<b>4.1 Análise de Resultados</b> .....	37
<i>4.1.1 Análise 1</i> .....	38
<i>4.1.2 Análise 2</i> .....	41
<i>4.1.3 Análise 3</i> .....	45
<i>4.1.4 Análise 4</i> .....	48
<b>4.2 Síntese</b> .....	50
5. Relação entre a rigidez do módulo superior (travessa) e os tirantes duma prensa .....	51
<b>5.1 Rigidez da Junta</b> .....	51
<b>5.2 Rigidez do tirante</b> .....	54
<b>5.3 Diagrama junta/parafuso</b> .....	55
<b>5.4 Análise de forças</b> .....	57
<b>5.5 Síntese</b> .....	60
6. Regime de forças considerando a prensa em serviço: Estudo à Fadiga .....	61
<b>6.1 Fadiga Travessa</b> .....	63
<b>6.2 Fadiga Tirante</b> .....	68
<i>6.2.1 Análise Modelo 1</i> .....	70
<i>6.2.2 Análise Modelo 2</i> .....	73
<i>6.2.3 Análise Modelo 3</i> .....	76
<i>6.2.4 Análise Modelo 4</i> .....	79
<b>6.3 Síntese</b> .....	83
7. Análise dinâmica .....	85
<b>7.1 Modos Naturais de Vibração</b> .....	86
<i>7.1.1 Análise e Resultados</i> .....	87
<i>7.1.1.1 Primeiro Modo</i> .....	88
<i>7.1.1.2 Segundo Modo</i> .....	88
<i>7.1.1.3 Terceiro Modo</i> .....	89
<i>7.1.1.4 Quarto Modo</i> .....	89
<i>7.1.1.5 Quinto Modo</i> .....	90
<i>7.1.1.6 Sexto Modo</i> .....	90



<b>7.1.2 Resumo da análise de resultados .....</b>	<b>91</b>
<b>7.2 Sistema Massa.....</b>	<b>91</b>
<b>7.2.1 Análise e Resultados.....</b>	<b>92</b>
<b>7.3 Síntese.....</b>	<b>94</b>
<b>8. Conclusões Gerais e Trabalhos Futuros .....</b>	<b>97</b>
<b>8.1 Conclusões Gerais .....</b>	<b>97</b>
<b>8.2 Trabalhos Futuros.....</b>	<b>99</b>

## Lista de Tabelas

<i>Tabela 1: Valores de deslocamento máximo para os dois software em estudo (primeira análise). ....</i>	23
<i>Tabela 2: Valores de deslocamento máximo para ambos os software em estudo (segunda análise). ...</i>	23
<i>Tabela 3: Valores da tensão de Von Mises máximos para ambos os software em estudo (segunda análise). ....</i>	24
<i>Tabela 4: Valores de rigidez para ambos os software em estudo, para diferentes espessuras de chapa. ....</i>	24
<i>Tabela 5: Valores teoricamente esperados de rigidez para diferentes chapas. ....</i>	26
<i>Tabela 6: Erro aproximado entre os resultados obtidos por simulação e os teoricamente esperados. ....</i>	26
<i>Tabela 7: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises e para os deslocamentos para diferentes chapas. ....</i>	32
<i>Tabela 8: Erro aproximado entre os resultados obtidos por simulação e os teoricamente esperados (análise final). ....</i>	32
<i>Tabela 9: Principais resultados obtidos pela análise 1. ....</i>	40
<i>Tabela 10: Principais resultados obtidos pela análise 2. ....</i>	44
<i>Tabela 11: Principais resultados obtidos pela análise 3. ....</i>	47
<i>Tabela 12: Principais resultados obtidos pela análise 4. ....</i>	49
<i>Tabela 13: Parâmetros principais do tirante. ....</i>	55
<i>Tabela 14: Tensão de Von Mises máxima e o correspondente número de ciclos até à fadiga para os casos (112) e (125). ....</i>	67
<i>Tabela 15: Resultados obtidos para cada uma das 4 análises efetuadas para modelos diferentes de tirantes. ....</i>	82
<i>Tabela 16: Resultados obtidos para cada análise, associando cada uma a um modo de vibração e a uma determinada frequência. ....</i>	91
<i>Tabela 17: Tabela de frequências para 5 modos diferentes de vibração. ....</i>	93

## Lista de Figuras

<i>Figura 1: Elementos básicos constituintes de uma prensa [1].</i>	5
<i>Figura 2: Biela de transformação do movimento [3].</i>	7
<i>Figura 3: Volante de inércia [2].</i>	7
<i>Figura 4: Correção de uma prensa [2].</i>	8
<i>Figura 5: Eixo excêntrico [2].</i>	9
<i>Figura 6: Cadeia cinemática [2].</i>	10
<i>Figura 7: Figura ilustrativa do sistema embraiagem-freio [1].</i>	11
<i>Figura 8: Representação esquemática de uma prensa hidráulica. [4].</i>	14
<i>Figura 9: Uma solução de projeto estrutural [4].</i>	15
<i>Figura 10: Componentes responsáveis pelo pré-tensionamento.</i>	17
<i>Figura 11: Distribuição de tensão (isolinhas de tensão) [6].</i>	19
<i>Figura 12: Pré-esforço a atuar num parafuso [8].</i>	21
<i>Figura 13: Perfil cônico de tensões teórico (<math>\alpha \approx 30^\circ</math>).</i>	22
<i>Figura 14: Resultados da análise experimental para o perfil cônico de tensões da chapa (H30L100).</i>	27
<i>Figura 15: Resultados da análise experimental para o perfil cônico de tensões da chapa (H15L40,66).</i>	28
<i>Figura 16: Resultados da análise experimental para o perfil cônico de tensões da chapa (H30L49,32).</i>	28
<i>Figura 17: Resultados da análise experimental para o perfil cônico de tensões da chapa (H60L66,64).</i>	29
<i>Figura 18: Resultados da análise experimental para o perfil cônico de tensões da chapa (H80L78,19).</i>	29
<i>Figura 19: Resultados da análise experimental para os deslocamentos (H15L40,66).</i>	30
<i>Figura 20: Resultados da análise experimental para os deslocamentos (H30L49,32).</i>	30
<i>Figura 21: Resultados da análise experimental para os deslocamentos (H60L66,64).</i>	31
<i>Figura 22: Resultados da análise experimental para os deslocamentos (H80L78,19).</i>	31
<i>Figura 23: Estudo das tensões num tirante-guia de uma prensa (geometria 1).</i>	36
<i>Figura 24: Diagrama de concentração de tensões em perfis cilíndricos sujeitos a tração [10].</i>	37
<i>Figura 25: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (raio do filete de 1 mm).</i>	38
<i>Figura 26: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (raio do filete de 2 mm).</i>	38

<i>Figura 27: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (raio do filete de 3 mm).</i>	39
<i>Figura 28: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (raio do filete de 4 mm).</i>	39
<i>Figura 29: Estudo das tensões num tirante-guia de uma prensa (geometria 2).</i>	41
<i>Figura 30: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 2: concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição; filete de 1 milímetro de raio).</i>	42
<i>Figura 31: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 2: concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição; filete de 2 milímetro de raio).</i>	42
<i>Figura 32: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 2: concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição; filete de 3 milímetro de raio).</i>	43
<i>Figura 33: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 2: concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição; filete de 4 milímetro de raio).</i>	43
<i>Figura 34: Estudo das tensões num tirante-guia de uma prensa (geometria 3).</i>	45
<i>Figura 35: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 3: concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição; filete de 1 milímetro de raio).</i>	45
<i>Figura 36: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 3: concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição; filete de 2 milímetro de raio).</i>	46
<i>Figura 37: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 3: concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição; filete de 3 milímetro de raio).</i>	46
<i>Figura 38: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 3: concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição; filete de 4 milímetro de raio).</i>	47
<i>Figura 39: Estudo das tensões num tirante-guia de uma prensa (geometria 4).</i>	48
<i>Figura 40: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 4: concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição; segunda concordância a 11 mm da anterior; filete de 1 milímetro de raio).</i>	49
<i>Figura 41: Modelo da travessa a ser estudado.</i>	52
<i>Figura 42: Modelo com os respetivos esforços.</i>	53
<i>Figura 43: Resultados da análise experimental para os deslocamentos, quando se aplicou uma força de 10 [kN].</i>	53
<i>Figura 44: Diagrama junta/parafuso.</i>	57
<i>Figura 45: Esforços resultantes de uma ligação, assim como esforços de tração por uma força exterior [13].</i>	58
<i>Figura 46: Diagrama representativo das curvas periódicas de tensão num ciclo de fadiga [14].</i>	62
<i>Figura 47: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] para um dado material com diferentes configurações de ligação.</i>	62
<i>Figura 48: Modelo com os respetivos esforços e condições fronteira para análise à fadiga.</i>	63
<i>Figura 49: Resultados da análise para a tensão de Von Mises na travessa (posição 1).</i>	64
<i>Figura 50: Resultados da análise para a tensão de Von Mises na travessa (posição 2).</i>	65
<i>Figura 51: Diagrama periódico da tensão para a travessa.</i>	65
<i>Figura 52: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (125) [15].</i>	66
<i>Figura 53: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (112) [15].</i>	66

<i>Figura 54: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] (interseção da reta de tensão de 149 [MPa] com os casos (112) e (125)).</i>	67
<i>Figura 55: Modelo de tirante a ser estudado à fadiga.</i>	68
<i>Figura 56: Primeiro modelo de tirante a ser estudado à fadiga (geometria 1: uma concordância de 3 mm).</i>	70
<i>Figura 57: Resultados da análise experimental/numérica para a tensão de Von Mises do primeiro modelo de tirante.</i>	70
<i>Figura 58: Diagrama periódico da tensão para o primeiro modelo de tirante.</i>	71
<i>Figura 59: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (50) [15].</i>	71
<i>Figura 60: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] (interseção da reta de tensão de 212 [MPa] com o caso (50)).</i>	72
<i>Figura 61: Segundo modelo de tirante a ser estudado à fadiga (geometria 2: uma concordância de 3 mm, uma redução de espessura total de 6 mm na base do modelo).</i>	73
<i>Figura 62: Resultados da análise experimental/numérica para a tensão de Von Mises do segundo modelo de tirante.</i>	73
<i>Figura 63: Diagrama periódico da tensão para o segundo modelo de tirante.</i>	74
<i>Figura 64: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (50) [15].</i>	74
<i>Figura 65: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] (interseção da reta de tensão de 150 [MPa] com o caso (50)).</i>	75
<i>Figura 66: Terceiro modelo de tirante a ser estudado à fadiga (geometria 3: uma concordância de 3 mm, uma redução de espessura total de 6 mm na base e no topo do modelo).</i>	76
<i>Figura 67: Resultados da análise experimental/numérica para a tensão de Von Mises do terceiro modelo de tirante.</i>	76
<i>Figura 68: Diagrama periódico da tensão para o terceiro modelo de tirante.</i>	77
<i>Figura 69: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (50) [15].</i>	77
<i>Figura 70: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] (interseção da reta de tensão de 109 [MPa] com o caso (50)).</i>	78
<i>Figura 71: Quarto modelo de tirante a ser estudado à fadiga (geometria 4: cinco concordâncias de 3 mm, uma redução de espessura total de 6 mm na base e no topo do modelo).</i>	79
<i>Figura 72: Resultados da análise experimental/numérica para a tensão de Von Mises do quarto modelo de tirante.</i>	79
<i>Figura 73: Diagrama periódico da tensão para o quarto modelo de tirante.</i>	80
<i>Figura 74: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (50) [15].</i>	80
<i>Figura 75: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] (interseção da reta de tensão de 81 [MPa] com o caso (50)).</i>	81
<i>Figura 76: Modos de vibração natural para vigas encastradas em ambas as extremidades [16].</i>	86
<i>Figura 77: Modelo completo da travessa a ser estudado por análise de frequência.</i>	87
<i>Figura 78: Primeiro modo de vibração natural (harmônico) para uma frequência de 120,69 [Hz].</i>	88
<i>Figura 79: Segundo modo de vibração natural (harmônico) para uma frequência de 121,27 [Hz].</i>	88
<i>Figura 80: Terceiro modo de vibração natural (harmônico) para uma frequência de 239,77 [Hz].</i>	89
<i>Figura 81: Quarto modo de vibração natural (harmônico) para uma frequência de 240,60 [Hz].</i>	89

<i>Figura 82: Quinto modo de vibração natural (harmónico) para uma frequência de 390,47 [Hz].</i>	.....	90
<i>Figura 83: Sexto modo de vibração natural (harmónico) para uma frequência de 416,59 [Hz].</i>	.....	90
<i>Figura 84: Modelo para análise de frequência, com o respetivo esforço (massa) e condições fronteira.</i>	.....	92
<i>Figura 85: Resultados da análise de frequência correspondente ao primeiro modo de vibração de frequência 92,67 [Hz].</i>	.....	93



# Capítulo 1

## 1. Objetivos

Este tema de mestrado enquadra-se na análise de procedimentos para obtenção de algumas soluções construtivas no projeto de estruturas de prensas mecânicas. O caso particular refere-se a prensas em que se usam tirantes pré esforçados (sob tração) o que classifica este tipo de prensas com a designação corrente de “tirantes pré-tensionados”. O pré-tensionamento é de grande importância, na medida em que quando a prensa exercer o esforço de serviço, uma determinada zona da estrutura (ou módulos estruturais integrando o conjunto resistente) terá o campo de tensões aliviado enquanto noutras zonas este pode agravar-se, contudo com intensidade em zona de segurança. O comportamento à fadiga será assim favorecido, podendo a máquina efetuar mais ciclos do que as de estrutura soldada monolítica e também permitindo melhor transportabilidade na fase de pré-montagem.

A empresa Mecânica Exacta S.A., que tem vindo a manter cooperação com o Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro, na investigação no projeto estrutural propôs o estudo em simulação por elementos finitos deste tipo de solução estrutural para as prensas mecânicas.



**1.1 Estruturas programáticas**

O programa desta dissertação segue-se segundo a seguinte estrutura:

- 1º. Objetivos;
- 2º. Introdução;
- 3º. Obtenção dos cones de resistência à compressão numa junta aparafusada;
- 4º. Estudo da concentração de tensões em singularidades de um parafuso;
- 5º. Relação entre a rigidez do módulo superior (travessa) e os tirantes numa prensa;
- 6º. Regime de forças considerando a prensa em serviço: Estudo à Fadiga;
- 7º. Análise dinâmica;
- 8º. Conclusões gerais e trabalhos futuros.

## Capítulo 2

### 2. Introdução

#### 2.1 Conceitos gerais

As prensas são máquinas capazes de conformar plasticamente chapa metálica. Este procedimento tecnológico encontra aplicação num número quase incontável de produção de equipamentos e acessórios, desde a indústria automóvel, aeronáutica (sem dúvida os maiores consumidores deste processo) até pequenos eletrodomésticos, equipamento hospitalar e componentes informáticos.

As prensas classificam-se em dois grandes grupos quanto à fonte de potência: prensas mecânicas e hidráulicas (mais corretamente são de acionamento hidrostático ou com circuitos oleodinâmicos). Neste trabalho damos destaque apenas a soluções construtivas e de projeto estrutural às prensas mecânicas. Estas têm vantagens bem conhecidas em relação às prensas hidráulicas, as quais são a maior rapidez e eficiência energética. Contudo têm importantes limitações quanto à possibilidade de variar a velocidade de conformação e de exercer força estática, uma vez que o sistema cinemático não tem paragem possível, pelo menos nas prensas de acionamento convencional. Recentemente o servo-acionamento veio proporcionar um excecional progresso na engenharia de projeto de prensas, permitindo que a máquina efetue ciclos com paragem e golpes repetidos.

Neste trabalho pretende-se analisar a rigidez dos subconjuntos estruturais que integram uma prensa com tirantes pré-tensionados. Os esforços repartem-se do seguinte modo:

- i) Os tirantes absorvem esforços de tração;
- ii) As porcas de aperto dos tirantes aos módulos superior e inferior transmitem compressão, mantendo o conjunto em regime de equilíbrio;
- iii) Os módulos superior e inferior são modelados a partir de elementos finitos, onde as superfícies de contacto com os tirantes e sistema cinemático (cambota, nos seus apoios à estrutura) terão forças distribuídas em que a resultante deve assegurar as condições de equilíbrio interno.

Esta análise efetuou-se com o auxílio de *software* de simulação numérica. Uma vez que diversos tipos de prensas estão em constante utilização por indústrias metalomecânicas, considerou-se este um tema de grande importância.

## 2.2 Soluções de projeto estrutural

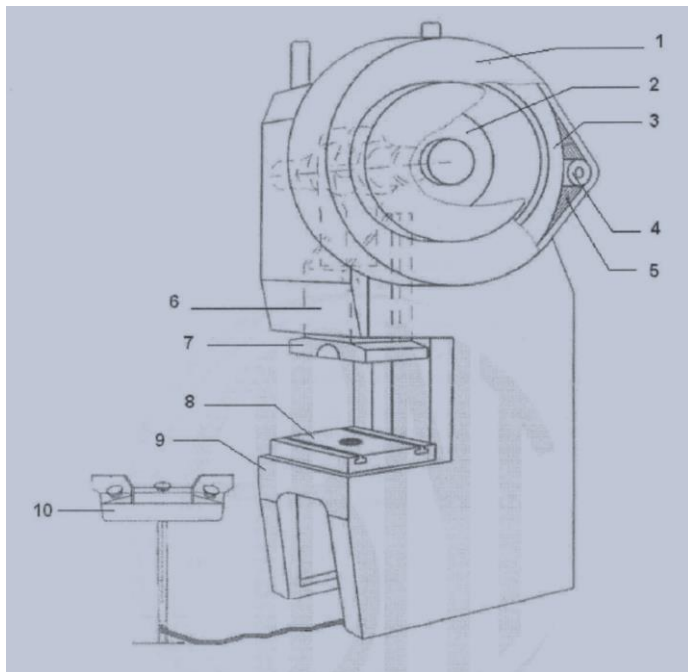
### 2.2.1 Construção soldada ou fundida (*monobloco*)

Uma prensa mecânica [1] é uma máquina utilizada basicamente para aplicar uma força de conformação sobre os materiais, principalmente os metais. Nessa máquina, uma ferramenta é colocada para moldar o material durante o processo de estampagem. As prensas mecânicas excêntricas com acionamentos do tipo biela/manivela são de operação simples, porém as velocidades são fixas durante o movimento ascendente e descendente da corredeira. Esta velocidade determina a força de impacto da ferramenta sobre o material (chapa), contudo, sendo essa velocidade de trabalho relativamente reduzida não se tem melhores índices de produção.

Quanto ao sistema de transmissão do movimento da corredeira, as prensas apresentam diversas modalidades. As prensas são divididas em:

- Mecânicas excêntricas de engate por chaveta ou acoplamento equivalente;
- Mecânicas excêntricas embraiagem/freio de acionamento automático;
- De discos de fricção com acionamento por fuso (prensa de impacto: *Vincent*);
- Servoacionadas;
- Hidráulicas;
- Pneumáticas;
- Hidropneumáticas (*Hydroment*).

As prensas mecânicas de engate por chaveta, são as mais utilizadas a nível industrial. A figura 1 mostra os elementos básicos de uma prensa deste tipo.



- 1 Proteção da embraiagem;
- 2 Embraiagem/freio;
- 3 Volante;
- 4 Polia do motor;
- 5 Correia;
- 6 Corredeira;
- 7 Placa de fixação da ferramenta;
- 8 Placa da mesa;
- 9 Mesa;
- 10 Púlpito do comando bimanual.

Figura 1: Elementos básicos constituintes de uma prensa [1].

### ***2.2.1.1 Prensas Mecânicas Excêntricas de engate por chaveta***

As prensas mecânicas com lingueta (engate por chaveta) [1] são o tipo de prensa mais utilizado na indústria, devido ao menor custo e baixa complexidade construtiva, sendo largamente encontrada em estamparias onde é requerido maior precisão, embutidura e curso de conformação reduzido.

As prensas mecânicas excêntricas de engate por chaveta (PMEEC) têm como características o curso limitado, energia constante e força variável da corredeira em função da altura de trabalho. Podem ter o corpo em forma de “C” ou em forma de “H”, com transmissão direta do volante ou com redução por engrenagens, com mesa fixa ou regulável, horizontal ou inclinada. Nestes tipos de prensas, uma vez acionadas, há um ciclo completo de trabalho, que consiste no movimento da corredeira a partir de sua posição inicial, no Ponto Morto Superior (PMS), até o Ponto Morto Inferior (PMI), e retorno à posição inicial do ciclo, não sendo possível comandar a paragem imediata da corredeira após iniciado o seu movimento de descida.

### ***2.2.1.2 Estrutura***

As prensas mecânicas excêntricas de engate por chaveta têm corpo em ferro fundido, aço fundido ou em chapa de aço soldadas (FIERGS, 2006).

### ***2.2.1.3 Cadeia cinemática***

A cadeia cinemática de uma PMEEC [2] mostra todas as peças envolvidas na geração do movimento para ser aplicado na corredeira, sendo as peças principais as engrenagens, os eixos, as bielas, as correias, o volante, e outras.

Funcionamento da prensa mecânica com lingueta: Acionamento do motor elétrico o volante da prensa excêntrica entra em movimento girando em torno de um eixo numa velocidade constante. O volante está apoiado numa extremidade desse eixo, através de uma bucha de engate onde se encaixa uma chaveta rotativa (meia cana). Na sua outra extremidade o eixo está fixado em uma bucha excêntrica, alojada em uma biela (figura 2), responsável pela transformação do movimento rotativo em movimento linear e alternativo.

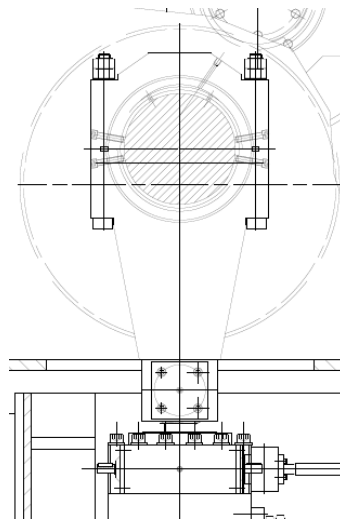


Figura 2: Biela de transformação do movimento [3].

O volante mostrado na figura 3 é utilizado para armazenar a energia motriz produzida pelo motor principal. O motor repõe a energia do volante durante o ciclo completo da prensa, entretanto a cadeia de engrenagens transmite esta energia total em um tempo muito menor.

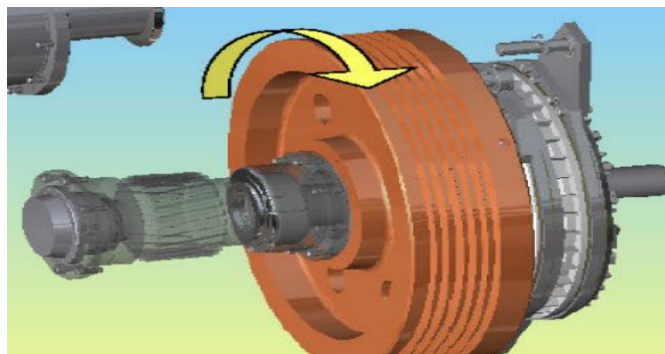


Figura 3: Volante de inércia [2].

O uso de um volante reduz a potência necessária do motor principal de acionamento da prensa, sendo um acumulador de energia cinética. Esta energia cinética acumulada pode ficar disponível para realizar trabalho de deformação. Nas operações de estampagem com embutidura, por exemplo, a potência necessária do motor com um volante seria pelo menos de 4 a 6 vezes menor do que a potência requerida por um acionamento direto. Em alguns casos essa redução seria de 10 vezes (DANIELS, 1979).

A corrediça, figura 4, é a parte da prensa que se move na estrutura e é onde se fixa a matriz para proporcionar ou realizar o trabalho de conformação da peça mediante aplicação da força sobre o material empregado. O movimento da corrediça é proveniente de um sistema mecânico em que o movimento rotativo é transformado em linear por meio de um sistema de bielas, manivelas ou fusos.



*Figura 4: Corrediça de uma prensa [2].*

Usualmente as prensas mecânicas são denominadas excêntricas devido à configuração da cambota que é maquinada com um excêntrico. No caso de uma PMEEC, a transmissão de movimento de força entre o volante e a corrediça se processa através do eixo excêntrico, mostrado na figura 5.



Figura 5: Eixo excêntrico [2].

Numa PMEEC, quando acionada, através de um pedal elétrico, pneumático ou hidráulico, ou comando bimanual (é proibido o uso de pedais ou alavancas mecânicas), um dispositivo mecânico ou pistão hidráulico movimenta um pino em forma de “L”, este puxa uma mola que faz com que a chaveta rotativa seja acoplada à bucha de engate, transmitindo o movimento de rotação ao conjunto eixo/bucha excêntrica, transformado em movimento linear pela biela, realizando o trabalho de descida e subida da corredeira.

#### ***2.2.1.4 Prensas Mecânicas Excêntricas com Embraiagem/freio***

As prensas mecânicas excêntricas com embraiagem/freio (PMEFE) [2], por serem mais confiáveis e terem as mesmas características de produção, tendem a substituir as prensas mecânicas excêntricas de engate por chaveta (PMEEC) nas indústrias.

As prensas mecânicas excêntricas com embraiagem/freio têm uma característica importante no que se refere à segurança. Isto se deve ao fato de que o disco de embraiagem permanece sob pressão durante todo o tempo de ação da corredeira, e quando esta pressão é liberada, a corredeira fixa na posição.



### 2.2.1.5 Cadeia cinemática

Na cadeia cinemática estão envolvidas todas as peças que geram o movimento para ser aplicado na corrediça, sendo as peças principais, conforme mostrado na figura 6, as engrenagens, os eixos, as bielas, as correias, e o volante.

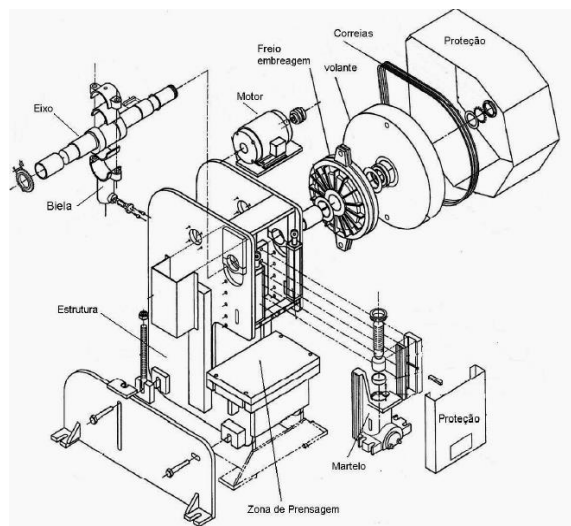


Figura 6: Cadeia cinemática [2].

### 2.2.1.6 Sistema Embraiagem/freio

O sistema embraiagem-freio [1] (figura 7) é utilizado em prensas para acoplar o eixo de rotação ao mecanismo biela/manivela, isto garante a paragem de movimento em qualquer posição do curso do deslocamento da corrediça.

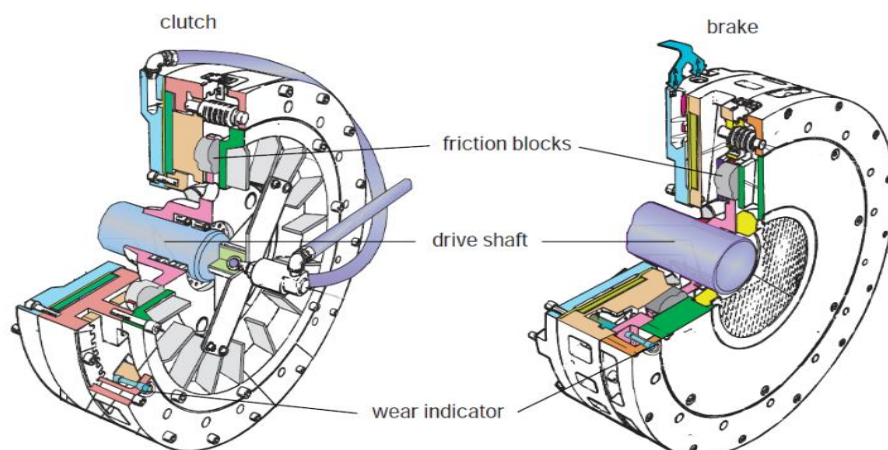


Figura 7: Figura ilustrativa do sistema embraiagem-freio [1].

### **2.2.1.7 Sistema Conjugado**

O acionamento do sistema conjugado [1] pode ser pneumático ou hidráulico. Uma vez acionada a válvula de segurança o fluido é introduzido na câmara, que solta o freio e aciona a embraiagem. Executado o ciclo, este fluido é liberado e a prensa para através do freio acionado por molas.

### **2.2.1.8 Sistema Separado**

Para prensas de grande porte [1], a embraiagem é montada num dos lados da máquina e o freio do outro. A embraiagem é fixada ao volante sendo necessárias duas válvulas de segurança. O seu acionamento deve ser sincronizado soltando o freio antes da embraiagem e depois atua-se o freio após a desativação da embraiagem.



## Capítulo 3

### 3. Prensas Mecânicas de colunas-guia: Uso de pré-tensionamento

#### 3.1 Generalidades sobre o método de pré-tensionamento

Como foi mencionado, a conceção da estrutura de prensas mecânicas considera essencialmente 3 subconjuntos:

- O módulo superior;
- A corredeira (com mesa e componentes da ferramenta de conformação plástica);
- A estrutura inferior incluindo a mesa da máquina em que se pode montar também componentes da ferramenta de processamento da chapa.

Qualquer um destes elementos estruturais pode ser fabricado em fundição de liga ferrocarbónica (cada vez mais raro por exigir infraestruturas caras, com uma série de processos intermédios até se obter o produto estrutural). A alternativa do fabrico em fundição consiste em técnicas de construção soldada, mais acessível quanto aos recursos técnicos e tecnológicos e garantindo maior rigidez e facilidade de conceção.

Contudo, a construção soldada é mais vulnerável à solicitação de fadiga do que no caso de estruturas fundidas.

A fim de reduzir os efeitos de solicitações cíclicas nas estruturas soldadas, é possível criar um campo de tensões de compressão (semelhantes a tensões residuais, mas provocadas) que alivia o efeito de tensões de tração nos componentes quando a prensa realiza esforços de conformação. Consegue-se deste modo reduzir e mesmo minimizar assinalavelmente a amplitude de tensões de fadiga. São apresentados dois exemplos de soluções de projeto com estruturas pré-tensionadas por tirantes:

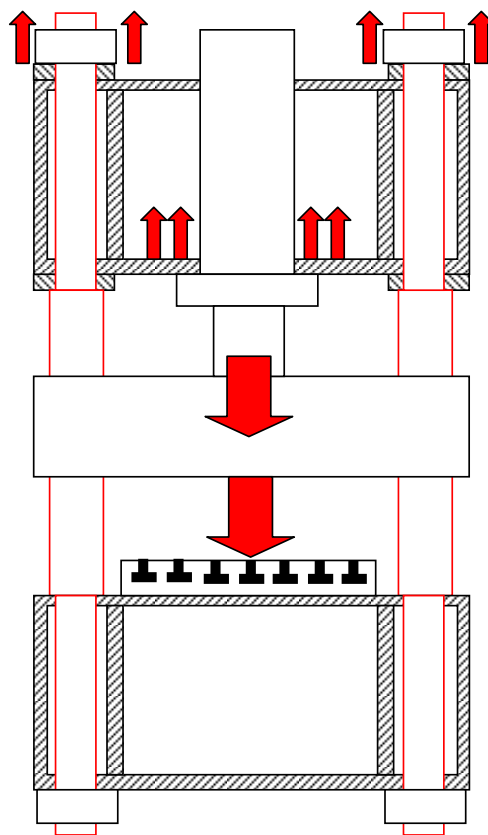


Figura 8: Representação esquemática de uma prensa hidráulica. [4].

A figura 8 representa esquematicamente uma prensa (hidráulica, neste caso, mas apenas como exemplo de fonte transmissora de força) em que o módulo superior tem montado o cilindro hidráulico. O cilindro exerce força na mesa da prensa, enquanto exerce também uma reação sobre o anel de apoio na estrutura-módulo superior da prensa. Por sua vez, esta força resultante dirigida acima, é absorvida pelos tirantes que estão apertados também ao módulo inferior (que tem montado a mesa ou *bolster*).

Tomando como exemplo o que se passa na estrutura/módulo superior, quando a prensa está em repouso, há uma pré-compressão nas zonas de aperto dos tirantes à estrutura módulo superior, sendo cada tirante sujeito a esforço de tração entre as duas faces de aperto à estrutura superior.

Quando a fonte de potência exerce esforço no material a conformar, os tirantes absorvem apenas parte do esforço de trabalho, enquanto na estrutura porta-cilindro há um alívio nas tensões de compressão (nas zonas de contacto com as faces do tirante destinadas a esforço axial).

Deste modo, a estrutura superior, tem na zona de contacto com as faces axiais dos tirantes, um alívio das tensões de compressão, o que possibilita uma maior resistência à fadiga uma vez que as tensões na zona de amarração aos tirantes são predominantemente de compressão. Quanto aos tirantes, terão o esforço de tração aumentado (o que não beneficia nada quanto à resistência à fadiga) contudo em grau bem inferior ao que se registaria por ação direta (é condicionada pela rigidez da estrutura/módulo e dos tirantes, tal como apresentado anteriormente na proposta de um modelo simplificado sobre o par parafuso/junta).

Estruturalmente, esta solução de projeto é interpretada deste modo:

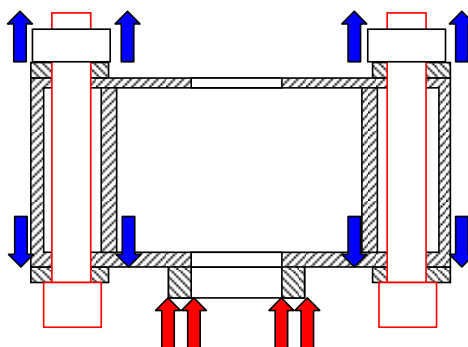


Figura 9: Uma solução de projeto estrutural [4].

Na fase de pré tensionamento da estrutura superior (por exemplo), o sistema de forças representado a azul exerce compressão nas faces de contacto com o anel de aperto superior e com a coroa circular inferior de cada tirante. Naturalmente o tirante encontra-se em tração estática e estes dois sistemas de forças (na estrutura e nos tirantes) estão em equilíbrio.

Quando se aplica uma força externa (sistema a vermelho), aumenta-se a força de compressão na face de contacto com o anel de aperto e alivia-se a resultante na coroa circular inferior, no contacto com o tirante. O campo de tensões gerado numa estrutura como a que esquematicamente se representa é muito complexo e não está acessível ao cálculo com expressões práticas de Mecânica de Estruturas, sendo de todo recomendado que se efetue modelação por elementos finitos. O que se pode verificar é que nas zonas mencionadas, as tensões locais em tais pormenores estruturais ficam bem aquém dos valores de alarme em regime de fadiga, pois o método de pré tensionamento, ao gerar predominantemente tensões de compressão, permite que a sobreposição a tensões trativas leve a uma tensão resultante na zona de segurança prevista pelos critérios de dimensionamento.

Quanto aos tirantes, este método não favorece, pois a sua tensão de tração aumentará sempre. A geometria dos tirantes pode permitir a aplicação de concordâncias nas zonas de transição de diâmetros como foi descrito, sendo a maquinagem destes acessórios possível com máquinas convencionais. Mais adiante neste trabalho fica demonstrado como a maquinagem de concordâncias nas zonas de transição de diâmetros dos tirantes é muito eficaz na redução de tensões trativas. Este procedimento é praticamente impossível numa complexa estrutura soldada, em que os raios de concordância nos cordões de soldadura, embora acessíveis a equipamento de soldar, não o serão facilmente à colocação de máquinas de rebarbar ou retificar a geometria das linhas de soldadura. Com o pré tensionamento pode-se, pelo menos nas zonas de fixação aos tirantes, controlar com eficácia o comportamento da estrutura sob solicitações de fadiga.

### 3.2 Método de pré-tensionamento dos tirantes

Como foi referido, trata-se de uma operação inerente às técnicas avançadas de projeto de estruturas de pressas de elevada capacidade de força.

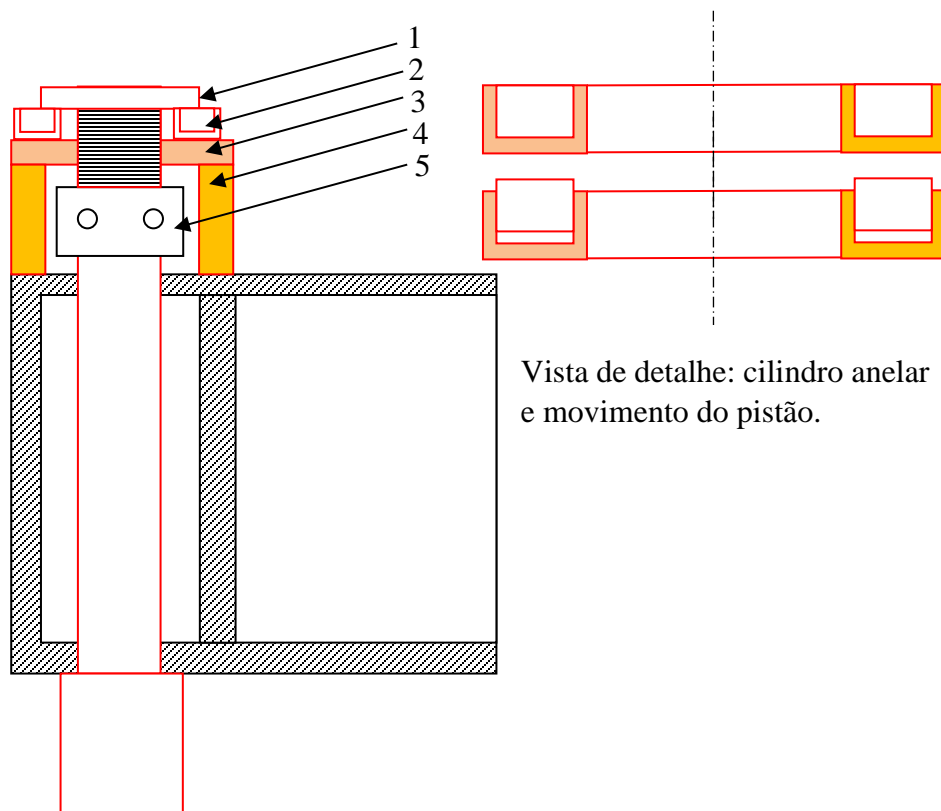


Figura 10: Componentes responsáveis pelo pré-tensionamento.

#### Legenda:

- 1 – Porca superior;
- 2 – Cilindro hidráulico amovível, com pistão anelar (alta pressão: 700 bar);
- 3 – Placa anelar de reação inferior (recebe a força do cilindro anelar);
- 4 – Anel de reação à força do cilindro anelar: permite acesso ao aperto da porca de pré-tensionamento final.



### 3.2.1 Procedimento

- A porca 5 está desapertada; instala-se o sistema 2, 3, 4; instala-se a porca 1 e rosca-se-la até ao contacto com o pistão do cilindro anelar;
- Pressuriza-se a alta pressão o cilindro anelar: este vai carregar por tração o tirante e comprimir por sua vez, a estrutura através dos componentes 3 e 4;
- Uma vez atingida a força de pré-tensionamento desejada, rosca-se simplesmente à mão a porca 5 até contacto com a estrutura da máquina;
- Despressuriza-se o cilindro, dando-se assim por concluído o pré tensionamento.

### 3.3 Modelo numérico simplificado do par junta/parafuso em carga

É reconhecido que num par parafuso/junta, há zonas do material da junta que não são praticamente afetados pelo esforço de compressão a que estão submetidas. No caso de uma junta de superfície muito maior do que o diâmetro do parafuso, a zona sob tensão de compressão tem aproximadamente a forma de um tronco de cone, como foi proposto a primeira vez por *Rötscher* (1927) [4], quando este mecanismo de ligação estrutural despertou curiosidade a cientistas e engenheiros na área de Mecânica de Estruturas. Este estudo baseia-se em trabalhos anteriores realizados por *Boussinesq* [5] quando investigava cargas concentradas em maciços terrosos (área de Geotécnica). A distribuição de tensões apresenta-se na figura 11 que se segue e mostra um conjunto de isolinhas de tensão em que, por exemplo, a tensão normal  $\sigma_{yy}$  (segundo a direção vertical) é constante:

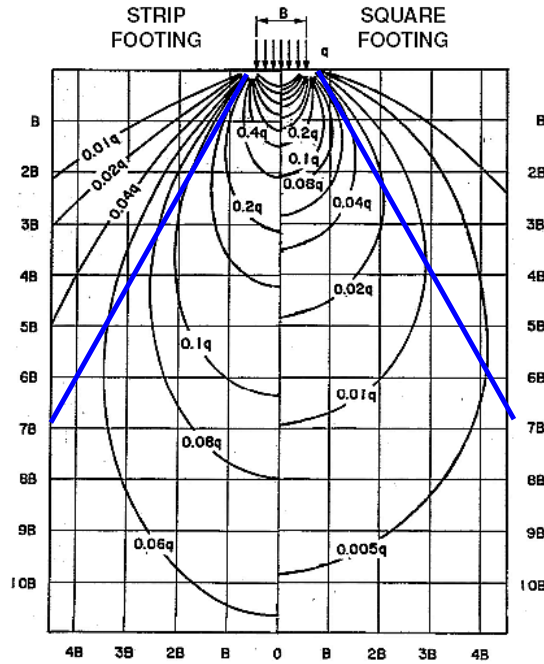


Figura 11: Distribuição de tensão (isolinhas de tensão) [6].

Uma superfície tronco-cônica intersecta estas isolinhas segundo valores que se ajustam muito bem aos resultados correspondentes aos obtidos pelas equações de equilíbrio entre as duas faces muito próximas de um elemento cortado no tronco-cone.

Consideremos o modelo simplificado em que duas retas representam a relação constitutiva para a junta e para o parafuso (ou tirante, neste caso).

A superfície resistente a qualquer cota  $z$  do ponto de aplicação de carga é:  $S = \pi \times r^2$  onde:  $r = r_0 + z \times Tg(\alpha)$ , sendo  $\alpha$  o ângulo que as geratrizes do cone (as retas acima referidas) fazem com o eixo vertical. Sendo  $P$  a força à superfície, a tensão de compressão à cota  $z$  é dada por:  $\sigma = \frac{P}{\pi \times (r_0 + z \times Tg(\alpha))^2}$ . Havendo o furo do parafuso com raio  $r_0$ , então a tensão passa a ser definida por:  $\sigma = \frac{P}{\pi \times (r_0^2 + z^2 \times Tg^2(\alpha) + 2 \times r_0 \times z \times Tg(\alpha))} = \frac{P}{\pi \times z \times (z \times Tg^2(\alpha) + 2 \times r_0 \times Tg(\alpha))}$ .

Para a análise do problema pretendia-se analisar a distribuição de tensões numa junta sujeita a esforços causados pelo pré-aperto de um parafuso genérico. Considerou-se um parafuso M20-10.9-10k (para esta análise poder-se-ia utilizar parafusos de qualquer dimensão). Em função das especificações deste parafuso [7] calculou-se a força de pré-esforço que a junta estaria sujeita. Para isto necessitou-se de se calcular primeiro a tensão equivalente de pré-esforço da seguinte maneira:

$$\sigma_{Pré-esforço} = 0,75 \times \sigma_y \quad (1)$$

$\sigma_y$  – Tensão de cedência do material constituinte do parafuso ( $\sigma_y = 900$  MPa);

$$\sigma_{Pré-esforço} = 0,75 \times 900 = 675 \text{ [MPa]}$$

Uma vez calculada a tensão de pré-esforço, tornou-se possível calcular a força equivalente dessa tensão. Para isso, precisou-se de determinar a área de aplicação da força. Esta área vinha em função do diâmetro nominal do parafuso (20 mm) e do diâmetro útil.

$$d_{\text{útil}} = d - 2 \times \text{passo} \Leftrightarrow d_{\text{útil}} = 20 - 2 \times 2,5 = 15 \text{ [mm]} \quad (2)$$

Na figura 12 tem-se representado a força equivalente de pré-esforço, assim como a força de união resultante entre duas chapas [8].

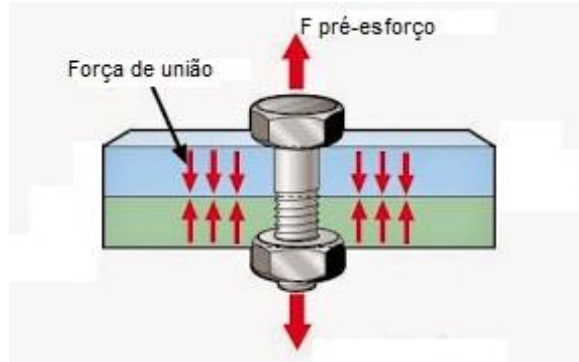


Figura 12: Pré-esforço a atuar num parafuso [8].

$$A_{\text{útil}} = \frac{\pi}{4} \times (d^2 - d_{\text{útil}}^2) \Leftrightarrow \frac{\pi}{4} \times (20^2 - 15^2) = 137,45 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (3)$$

Posto isto, através da seguinte equação obteve-se a força aplicada:

$$\sigma_{\text{Pré-esforço}} = \frac{F_{\text{Aplicada}}}{A_{\text{útil}}} \Leftrightarrow F_{\text{Aplicada}} = \sigma_{\text{Pré-esforço}} \times A_{\text{útil}} \Leftrightarrow \quad (4)$$

$$\Leftrightarrow F_{\text{Aplicada}} = 675 \times 137,45 = 92775,316 \text{ [N]}$$

Uma vez conhecida a força equivalente do pré-esforço, causado pelo pré-aperto do parafuso, tornou-se possível determinar a tensão equivalente na superfície da junta do parafuso. A área da superfície em questão calculou-se através da seguinte equação:

$$A_{\text{Força}} = \frac{\pi}{4} \times (d_{\text{exterior}}^2) \quad (5)$$

$$A_{\text{Força}} = \frac{\pi}{4} \times (1,6 \times d)^2 \Leftrightarrow A_{\text{Força}} = \frac{\pi}{4} \times (1,6 \times 20)^2 = 804,25 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Sabendo a área e a força aplicada nessa superfície pôde-se calcular a pressão equivalente que posteriormente ir-se-ia introduzir no *CATIA* ou *Abaqus* da seguinte maneira:

$$P_{Equivalente} = \frac{F_{Aplicada}}{A_{Superficie}} \Leftrightarrow P_{Equivalente} = \frac{92775,316}{804,248} = 115,36 \text{ [MPa]} \quad (6)$$

O perfil cônico teoricamente esperado [9] para chapas de espessura  $h$  e comprimento  $L$  assemelha-se ao esquema representado na figura 13.

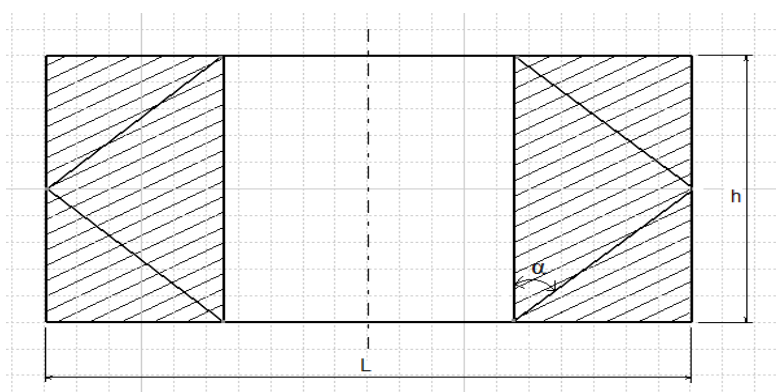


Figura 13: Perfil cônico de tensões teórico ( $\alpha \approx 30^\circ$ ).

Começou-se por se fazer um estudo em função da fiabilidade dos *software* de simulação numérica *CATIA* e *Abaqus*, com o fim de se determinar a aproximação das soluções de ambos os *software* assim como a eficiência no cálculo da mesma solução. É de notar que com o fim de se obter resultados mais precisos, utilizou-se um processo iterativo de forma a se obter a melhor malha de elementos finitos. Este processo consistiu em posteriormente refinar a malha de elementos finitos, obter os resultados da simulação e refinar novamente a malha até que os resultados obtidos com a malha atual fosse igual aos resultados obtidos pela simulação com a malha de elementos finitos anterior. Este processo foi utilizado ao longo de todos os capítulos desta dissertação.

Posto isto, analisaram-se chapas metálicas de Aço ( $E = 210 \text{ GPa}$  e  $\nu = 0,3$ ) com comprimentos  $L$  variáveis e espessuras/alturas  $h$  também variáveis.

Para uma primeira análise foram-se comparados os valores máximos de deslocamentos obtidos na chapa entre ambos os *software*.

Os resultados obtidos encontram-se representados na tabela 1.

Chapa	Dimensões [mm]	$\Delta L$ (máx) [mm] CATIA	$\Delta L$ (máx) [mm] Abaqus
1	H60 L200	0,00363	0,00378
2	H30 L200	0,00322	0,00285
3	H60 L100	0,00367	0,00328
4	H30 L100	0,00321	0,00304
5	H60 L80	0,00373	0,00331
6	H15 L30	0,00418	0,00373

Tabela 1: Valores de deslocamento máximo para os dois *software* em estudo (primeira análise).

Como se pode observar, obteve-se um desfasamento entre os deslocamentos obtidos baixo, quando comparado os resultados entre ambos os *software*. No *CATIA* utilizaram-se elementos tetraédricos de 8 nós, enquanto, no *Abaqus* utilizaram-se elementos tetraédricos de 10 nós para a criação da malha de elementos finitos.

Posto isto, fixou-se o comprimento L e efetuou-se um novo estudo tanto para os deslocamentos como para a tensão de *Von Mises* para 4 chapas de espessuras h diferentes.

Nas tabelas 2 e 3 estão representados os resultados obtidos para os deslocamentos máximos e a tensão de *Von Mises* máxima após a simulação em ambos os *software*.

Chapa	Dimensões [mm]	$\Delta L$ (máx) [mm] CATIA	$\Delta L$ (máx) [mm] Abaqus
1	H15L100	0,0094	0,0094
2	H30 L100	0,0164	0,0151
3	H60 L100	0,0201	0,0199
4	H80 L100	0,0219	0,0219

Tabela 2: Valores de deslocamento máximo para ambos os *software* em estudo (segunda análise).

Chapa	$\sigma_{Von\ Mises}$ [MPa] CATIA	$\sigma_{Von\ Mises}$ [MPa] Abaqus
1	185	[193,7; 387,5]
2	228	[226,0; 387,4]
3	208	[206,9; 495,5]
4	251	[253,3; 506,7]

Tabela 3: Valores da tensão de Von Mises máximos para ambos os software em estudo (segunda análise).

Notou-se que com os resultados obtidos para a tensão de *Von Mises* tornou-se possível concluir que o *software Abaqus* calcula tensões excessivas nas imperfeições do modelo 3D (isto é, na área de espessura 0,1 mm criada para servir de superfície para aplicação de carga no modelo). Estes são os valores elevados representados na terceira coluna do lado esquerdo na tabela 3. Por sua vez conclui-se que estes resultados seriam desprezáveis uma vez que no modelo real não existiria essa superfície imperfeita.

Em função dos resultados anteriormente obtidos calculou-se a rigidez correspondente nas juntas para os dois *software* e efetuou-se uma média entre as duas para posteriormente se comparar com a solução teoricamente esperada.

Na tabela 4 está representado a rigidez para diferentes espessuras de chapa em função dos deslocamentos obtidos na análise de simulação numérica.

Rigidez [N/mm] CATIA	Rigidez [N/mm] Abaqus	Rigidez Média [N/mm]
12629449,15	12638821,16	12634135,16
7269634,15	7911214,33	7590424,24
5931442,79	5985040,16	5958241,47
5443926,94	5441442,26	5442684,60
5704401,91	5663752,97	5684077,44
4886147,54	4862234,91	4874191,23

Tabela 4: Valores de rigidez para ambos os software em estudo, para diferentes espessuras de chapa.

Posto isto procedeu-se ao cálculo da solução teórica que tem em conta os cones de resistência [9]. Para isto teve-se como base a seguinte equação:

$$K_{m1} = \frac{F}{\int_0^t \frac{F}{E \times A} dx} \Leftrightarrow \quad (7)$$

em que  $A = \frac{\pi}{4} \times [(d_w + 2 \times \tan(\alpha))^2 - d^2]$

Substituindo a expressão A e integrando em ordem a  $x$  temos:

$$K_{m1} = \frac{\pi \times E \times d \times \tan(\alpha)}{\ln \left[ \frac{(2 \times t \times \tan(\alpha) + d_w - d) \times (d_w + d)}{(2 \times t \times \tan(\alpha) + d_w + d) \times (d_w - d)} \right]} \quad (8)$$

$\alpha$  – Corresponde ao ângulo de influência, isto é, o ângulo que a geratriz do perfil cónico faz com a base ou topo da ligação ( $\alpha = 30^\circ$ ).

E – Corresponde ao módulo de *Young* do material constituinte da chapa.

d – Corresponde ao diâmetro nominal do parafuso M20 ( $d = 20 [mm]$ ).

$d_w$  – Corresponde ao da cabeça do parafuso M20 ( $d_w = d \times 1,6 \Leftrightarrow d_w = 20 \times 1,6 = 32 [mm]$ ).

t – Corresponde à espessura da chapa em questão (denominada por h nas tabelas anteriores).



Em função desta equação obteve-se os seguintes resultados para a rigidez teórica de cada chapa (representados na tabela 5):

Chapa	K [N/mm] Rigidez
1	12573304,24
2	8993578,53
3	7145340,39
4	6671206,76

Tabela 5: Valores teoricamente esperados de rigidez para diferentes chapas.

Estes resultados foram comparados com os obtidos com o *CATIA* e o desvio entre eles registado na tabela 6.

Chapa	K [N/mm] Rigidez Simulação	K [N/mm] Rigidez Teórica	Coeficiente (Simulação/Teórico)	Erro (%)
1	12634135,16	12573304,24	1,00483810	0
2	7590424,24	8993578,53	0,84398265	15
3	5958241,47	7145340,39	0,83386391	16
4	5442684,60	6671206,76	0,81584709	18

Tabela 6: Erro aproximado entre os resultados obtidos por simulação e os teoricamente esperados.

Pode-se observar que existe um erro máximo de quase 20% entre a solução teórica e a média das soluções experimentais (*CATIA* e *Abaqus*). Este erro pode dever-se ao fato da chapa não ser de fato infinita, tendo as suas dimensões sido limitadas a 100 mm para a simulação por elementos finitos, o que pode promover efeitos de bordo no resultado do problema.

Pode-se observar na figura 14 o perfil cónico “imperfeito” obtido por simulação (H30L100).

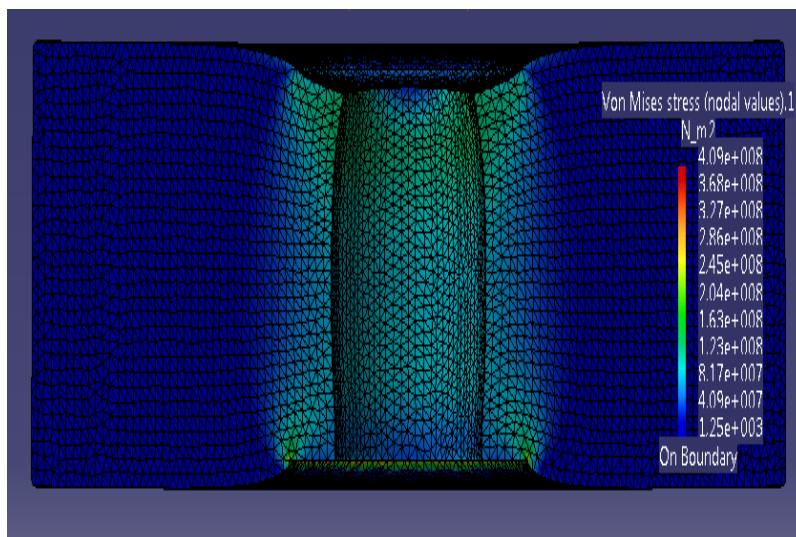


Figura 14: Resultados da análise experimental para o perfil cônico de tensões da chapa (H30L100).

O comprimento teórico que cada chapa tem de ter de forma a se obter o perfil de tensões teórico será igual ao comprimento máximo que o cone pode ter. Este comprimento rege-se pela seguinte equação:

$$L = h \times \tan(\alpha) + r_w \Leftrightarrow L = h \times \tan(\alpha) + 1,6 \times d \quad (9)$$

Em função desta equação modificou-se os comprimentos das chapas e procedeu-se a uma nova simulação (desta vez utilizou-se unicamente o software *CATIA*).

Nas figuras seguintes tem-se representado o perfil cônico de tensões obtido através da simulação para diferentes espessuras de chapas.

- Chapa de espessura H de 15 mm e comprimento L de 40,66 mm:

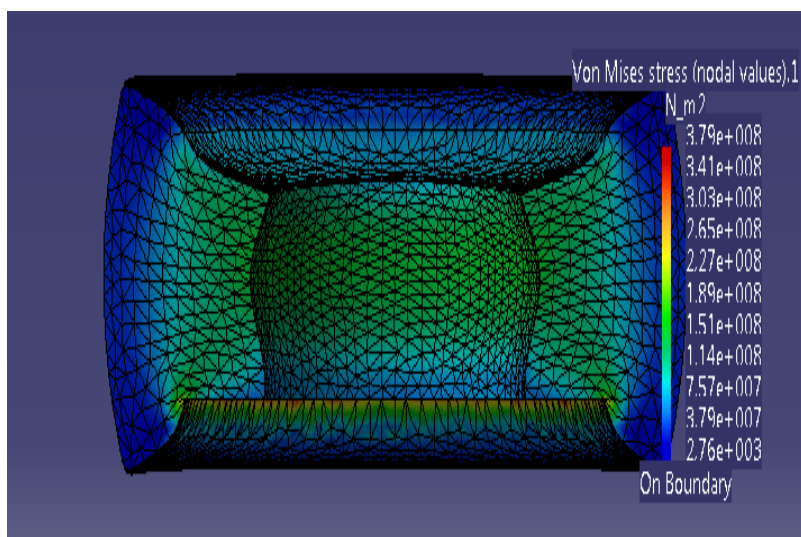


Figura 15: Resultados da análise experimental para o perfil cônico de tensões da chapa (H15L40,66).

- Chapa de espessura H de 30 mm e comprimento L de 49,32 mm:

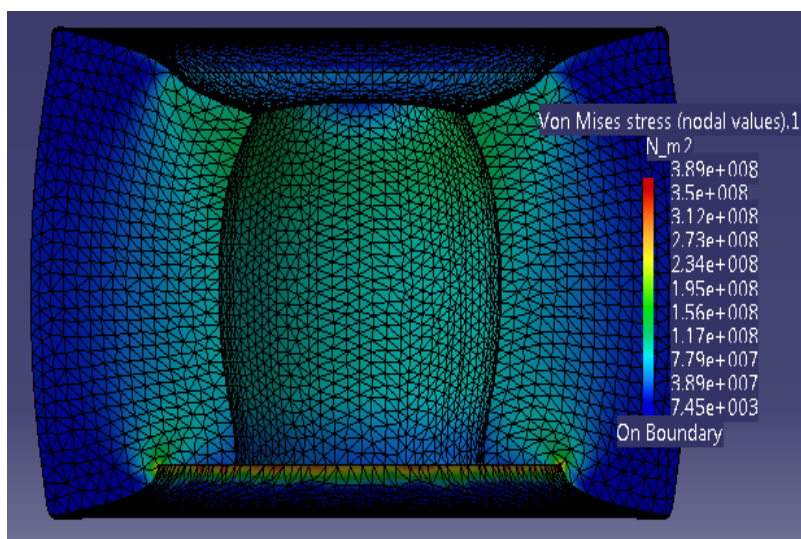


Figura 16: Resultados da análise experimental para o perfil cônico de tensões da chapa (H30L49,32).

- Chapa de espessura H de 60 mm e comprimento L de 66,64 mm:

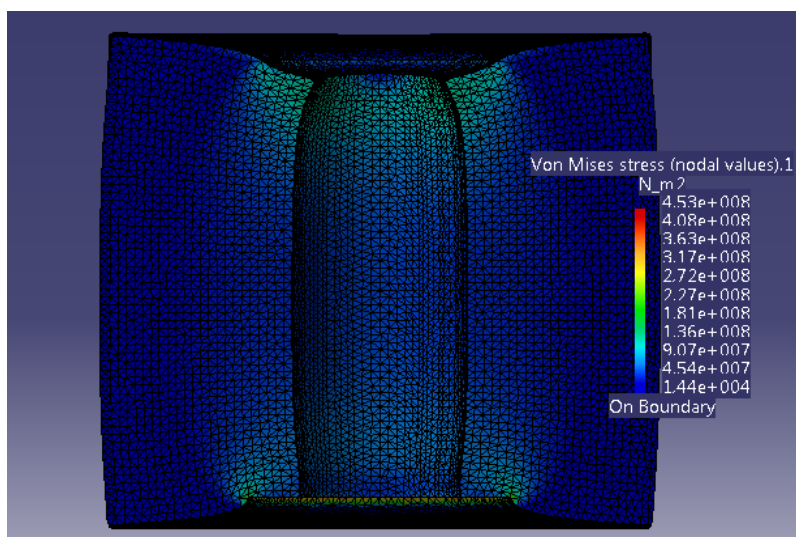


Figura 17: Resultados da análise experimental para o perfil cônico de tensões da chapa (H60L66,64).

- Chapa de espessura H de 80 mm e comprimento L de 78,19 mm:

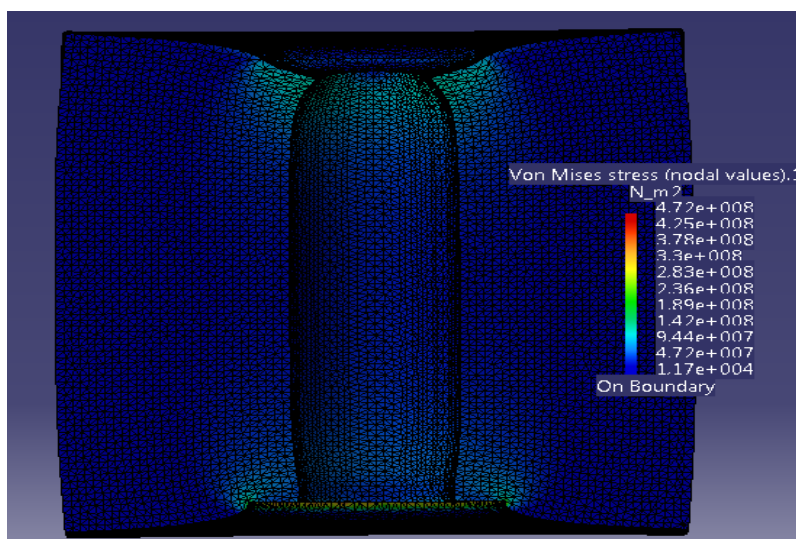


Figura 18: Resultados da análise experimental para o perfil cônico de tensões da chapa (H80L78,19).

Em seguida, nas figuras 19, 20, 21 e 22, tem-se representado os resultados da simulação para os deslocamentos presentes em cada chapa:

- Chapa de espessura H de 15 mm e comprimento L de 40,66 mm:

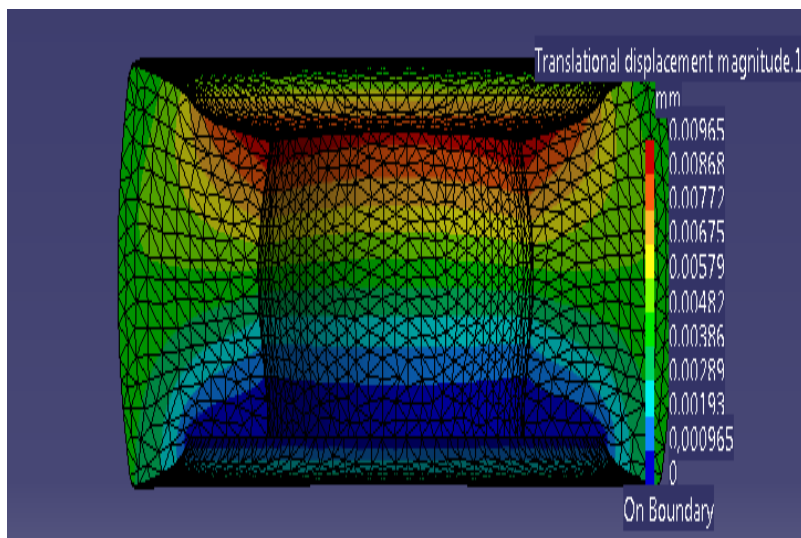


Figura 19: Resultados da análise experimental para os deslocamentos (H15L40,66).

- Chapa de espessura H de 30 mm e comprimento L de 49,32 mm:

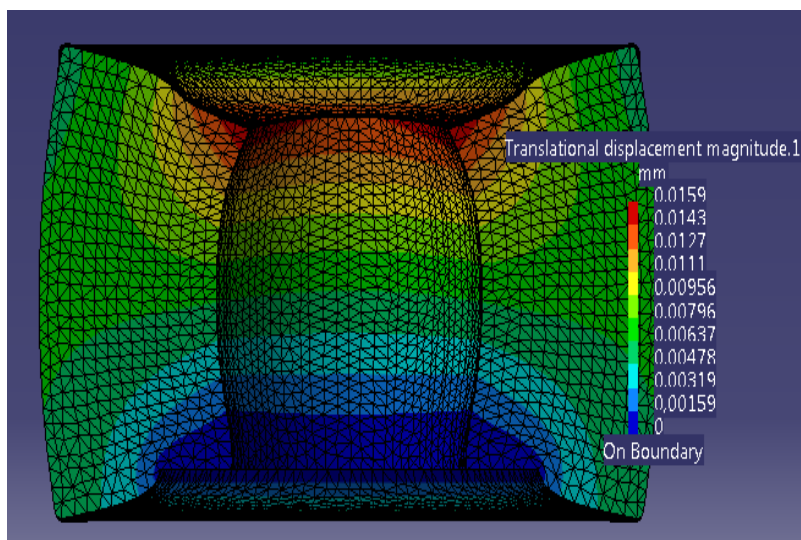


Figura 20: Resultados da análise experimental para os deslocamentos (H30L49,32).



- Chapa de espessura H de 60 mm e comprimento L de 66,64 mm:

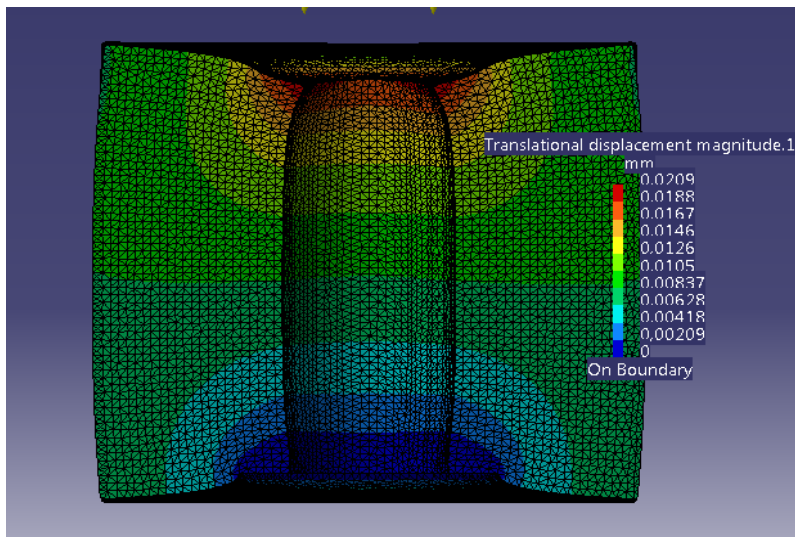


Figura 21: Resultados da análise experimental para os deslocamentos (H60L66,64).

- Chapa de espessura H de 80 mm e comprimento L de 78,19 mm:

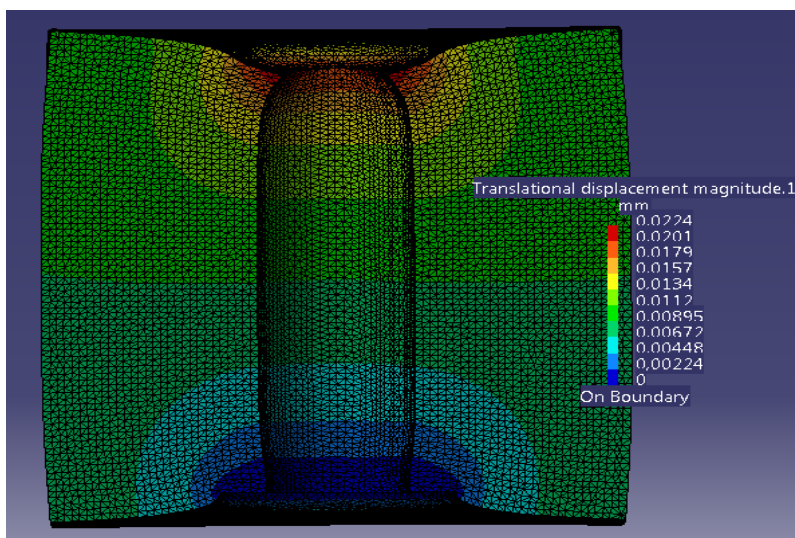


Figura 22: Resultados da análise experimental para os deslocamentos (H80L78,19).

Os resultados para as tensões de *Von Mises* e deformações desta nova simulação estão representados nas tabelas 7. Na tabela 8, tem-se representado o novo valor de erro entre os resultados obtidos por simulação e os teoricamente esperados, assim como os resultados obtidos pela nova simulação.

Chapa	Dimensões [mm]	$\Delta L$ (máx) [mm] CATIA	$\sigma_{Von\ Mises}$ [MPa] CATIA
1	H15L40,66	0,0097	341
2	H30 L49,32	0,0127	285
3	H60 L66,64	0,0166	203
4	H80 L78,19	0,0178	281

Tabela 7: Resultados da análise experimental para a tensão de *Von Mises* e para os deslocamentos para diferentes chapas.

Chapa	Rigidez [N/mm] Simulação	Coeficiente (Simulação/Teórico)	Erro (%)
1	12354611,40	0,98260657	1
2	9387559,06	1,04380687	5
3	7182048,19	1,005137307	1
4	6697865,17	1,003996041	1

Tabela 8: Erro aproximado entre os resultados obtidos por simulação e os teoricamente esperados (análise final).

Pode-se observar que existe um erro máximo de quase 5% entre a solução teórica e a solução experimental (CATIA). Estes resultados já se encontram dentro da margem aceitável uma vez que a sua aproximação aos resultados teóricos é elevada. Pela observação das figuras 15, 16, 17 e 18 pode-se observar que o perfil de distribuição de tensões se aproxima ao perfil cónico (cone de resistência) teoricamente esperado.

### 3.4 Síntese

Conseguiu-se observar durante a realização desta tarefa os seguintes fatores:

- O método de simulação numérica utilizado pelo *software Abaqus* (elementos tetraédricos de 10 nós), em contrapartida com o *software CATIA* (elementos tetraédricos de 8 nós) calcula valores de tensão de *Von Mises* excessivos nas imperfeições do modelo 3D;
- O método de simulação numérica utilizado pelo *software CATIA* (em contrapartida com o *software Abaqus*) calcula valores da tensão de *Von Mises* nas superfícies principais constituintes do modelo 3D e ignora os picos de tensão que estariam localizados em pequenas imperfeições do mesmo;
- A equação (8) para cálculo da rigidez de uma chapa não tem em conta o comprimento total da chapa, portanto não tem rigor para o cálculo da rigidez em juntas cujas dimensões no plano são muito maiores do que o diâmetro máximo do cone de rigidez;
- O perfil cónico é mais nítido em chapas de Aço cuja espessura é menor ou igual que 30 mm;
- Nem sempre os valores de pico de tensões e de deslocamentos obtidos por simulação são fiáveis uma vez que estes podem estar localizados em zonas de imperfeição forçada ao modelo (para construir uma superfície para aplicação de uma carga local). Nesta zona o modelo 3D difere do modelo real. Posto isto os valores foram escolhidos em função da uniformidade de distribuição das tensões e dos deslocamentos em zonas essenciais do modelo real.





## Capítulo 4

### 4. Estudo da concentração de tensões em singularidades de um tirante/parafuso

Para este estudo teve-se em conta um modelo simplificado de um tirante-guia de uma prensa. Com este estudo pretendia-se analisar a concentração de tensões na junta em função do raio de concordância do filete do parafuso. Este modelo de estudo segue o seguinte esquema representado na figura 23. O conceito da concentração de tensões em sólidos sob deformação por ação de um sistema de força consiste em explicar a intensificação de tensões em zonas de configuração geométrica do tipo singularidade, como o caso de entalhes, escatéis por chavetas (nos veios de transmissão mecânica) e raios de concordância entre variações de diâmetro. Nestas zonas, a estrutura tem menor rigidez e também o nível de deformação concentra-se particularmente.

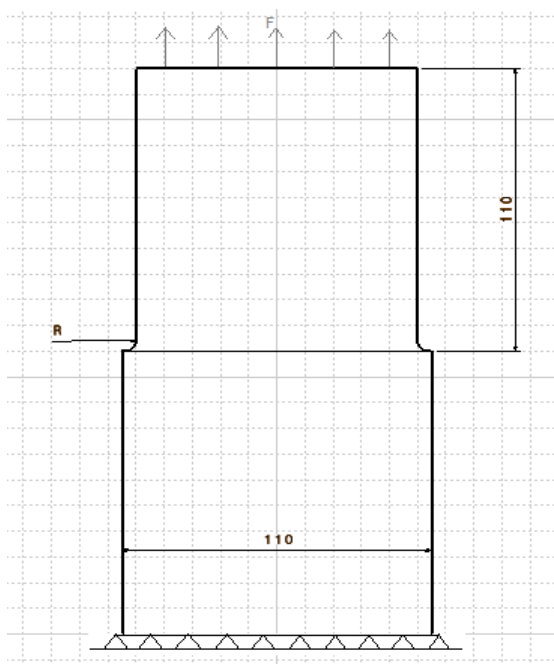


Figura 23: Estudo das tensões num tirante-guia de uma prensa (geometria 1).

Para a simulação procedeu-se como está representado na figura 23, isto é, encastramento da base cilíndrica e a aplicação de uma força no topo que gerasse uma tensão equivalente de:

$$\sigma_0 = 100 \text{ [MPa]}.$$

Em função destes parâmetros pretendia-se obter o valor da tensão nominal ( $\sigma_u$ ) e da tensão crítica ( $\sigma_c$ ) através dos resultados da simulação no *software* CATIA. Uma vez obtido este valor comparou-se com o valor teórico da tensão real esperado ( $\sigma_r$ ).

Para se obter o valor teórico da tensão teve de se ter em conta a tensão nominal obtida pela simulação e o fator de concentração de tensões  $K_f$ .

O fator  $K_f$  encontra-se representado no diagrama de concentração de tensões em perfis cilíndricos sujeitos a tração [10] na figura 24 seguinte.

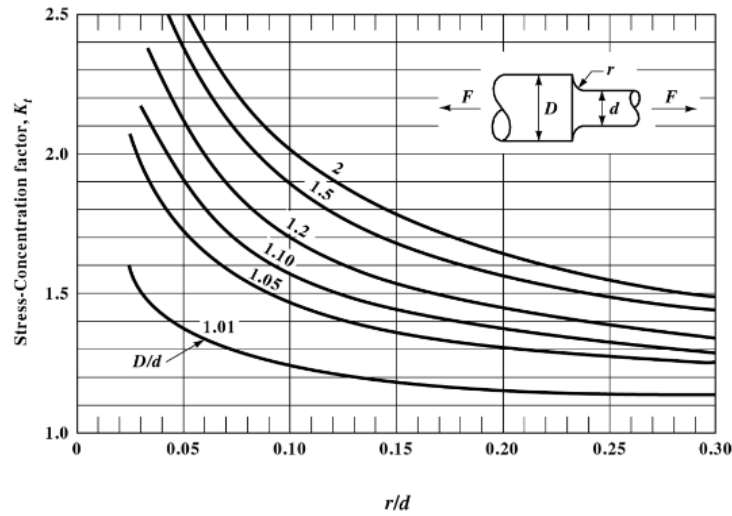


Figura 24: Diagrama de concentração de tensões em perfis cilíndricos sujeitos a tração [10].

Estes dois valores (tensão nominal  $\sigma_u$  e  $K_f$ ) relacionam-se da seguinte maneira para se obter o valor da tensão real esperado ( $\sigma_r$ ):

$$\sigma_r = K_f \times \sigma_u \quad (10)$$

Efetuuou-se esta simulação para diferentes raios do filete e posteriormente acrescentou-se concordâncias de 5 mm para ver qual a influência destes no alívio das tensões locais.

#### 4.1 Análise de Resultados

Os modelos 3D foram simplificados para  $\frac{1}{4}$  do modelo real pelo problema ser axi-simétrico. As malhas foram refinadas localmente nas superfícies de contato com forças internas (parafuso/junta).

### 4.1.1 Análise 1

$$r = 1 \text{ [mm]}$$

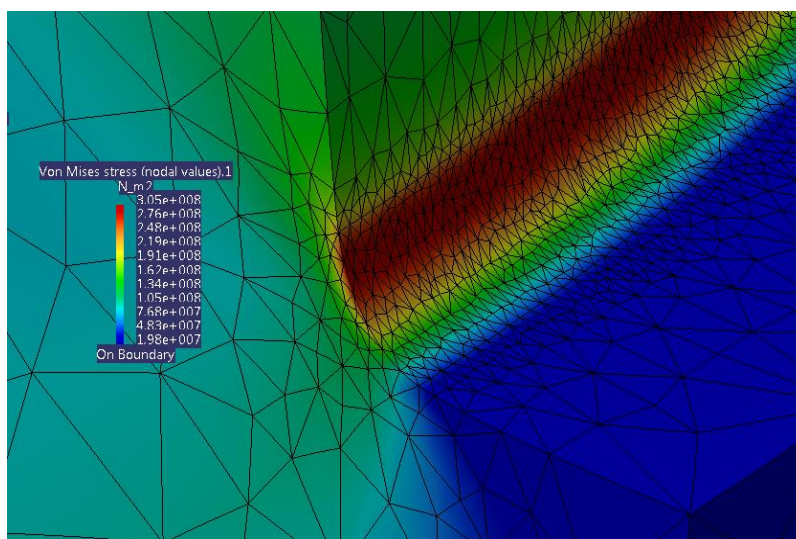


Figura 25: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (raio do filete de 1 mm).

$$r = 2 \text{ [mm]}$$

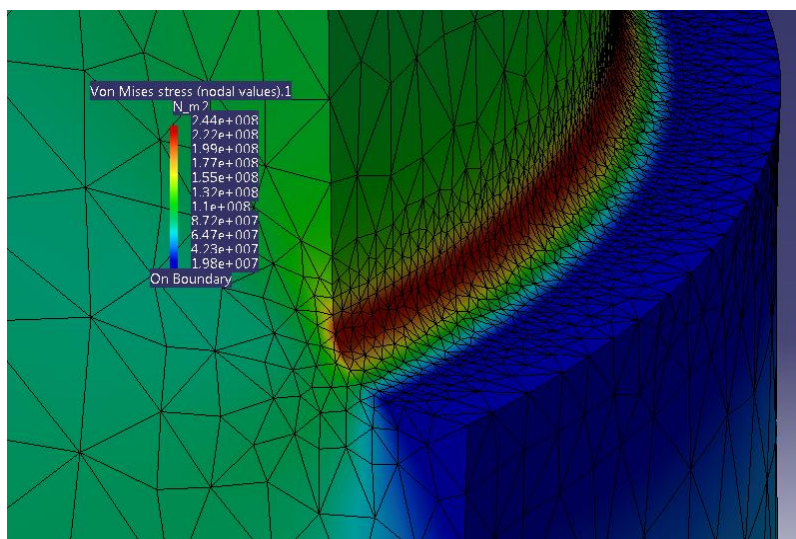


Figura 26: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (raio do filete de 2 mm).

$$r = 3 \text{ [mm]}$$

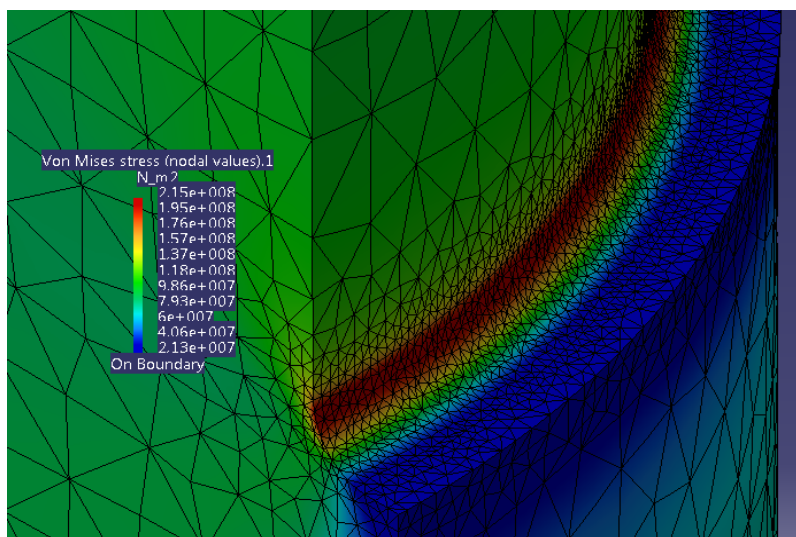


Figura 27: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (raio do filete de 3 mm).

$$r = 4 \text{ [mm]}$$

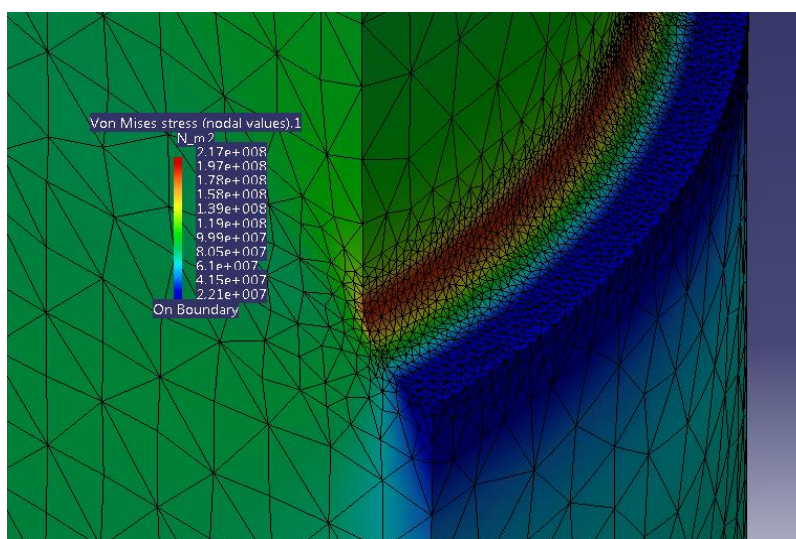


Figura 28: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (raio do filete de 4 mm).

Para esta primeira análise considerou-se modelos 3D simples, isto é, isentos de concordâncias laterais.

De forma a reduzir possíveis erros de observação dos resultados selecionou-se no *CATIA* elementos tetraédricos singulares e observou-se o valor.

Os resultados principais desta análise estão representados na tabela 9.

$r$ [mm]	$d$ [mm]	$D$ [mm]	$r/d$	$D/d$	$K_f$	$\sigma_u$ [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_c$ [MPa]
1	100	110	0,01	1,1	2,50	105,0	262,50	[276; 305]
2	100	110	0,02	1,1	2,45	87,2	213,64	[222; 244]
3	100	110	0,03	1,1	2,22	79,3	176,05	[195; 215]
4	100	110	0,04	1,1	2,18	80,5	175,49	[178; 197]

*Tabela 9: Principais resultados obtidos pela análise 1.*

$r$  – Corresponde ao valor do raio (em mm) dos diferentes filetes.

$d$  – Corresponde ao diâmetro da secção mais fina do parafuso.

$D$  – Corresponde ao diâmetro da secção de maior espessura do parafuso.

$K_f$  – Corresponde ao fator de concentração de tensões em perfis cilíndricos sujeitos a tração.

$\sigma_u$  – Corresponde ao valor da tensão nominal observada nos resultados da simulação.

$\sigma_r$  – Corresponde ao valor da tensão real que seria esperado obter com os resultados da simulação ( $\sigma_r = K_f \times \sigma_u$ ).

$\sigma_c$  – Corresponde ao valor da tensão crítica observada nos resultados da simulação.

Perante estes resultados pode-se observar que a concentração de tensões ( $\sigma_c$ ) na zona dos filetes é superior à tensão real esperada  $\sigma_r$ . Posto isto, pode-se concluir que este parafuso poderá não resistir aos esforços a que está sujeito e entrará em rutura na zona crítica dos filetes.

#### 4.1.2 Análise 2

Nesta análise repetiu-se as condições da análise anterior, mas desta vez com uma concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição.

A geometria deste modelo 3D está representada no esquema da figura 29.

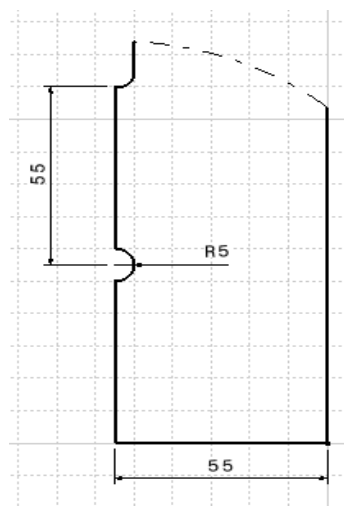


Figura 29: Estudo das tensões num tirante-guia de uma prensa (geometria 2).

Desta forma procedeu-se à análise para os diferentes raios de filete obtendo-se os seguintes resultados:



Concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição (filete de 1 mm de raio):

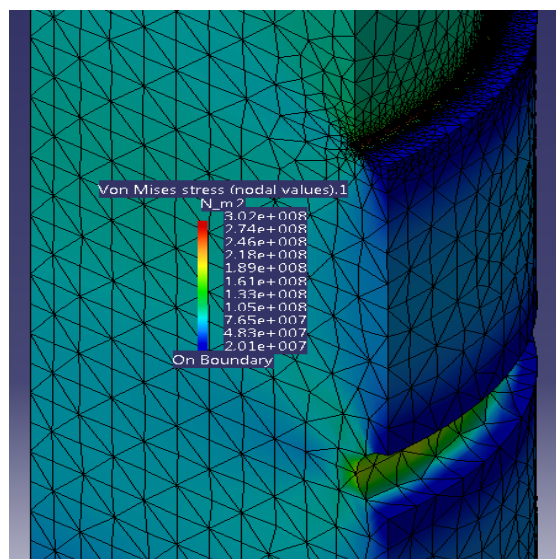


Figura 30: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 2: concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição; filete de 1 milímetro de raio).

Concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição (filete de 2 mm de raio):

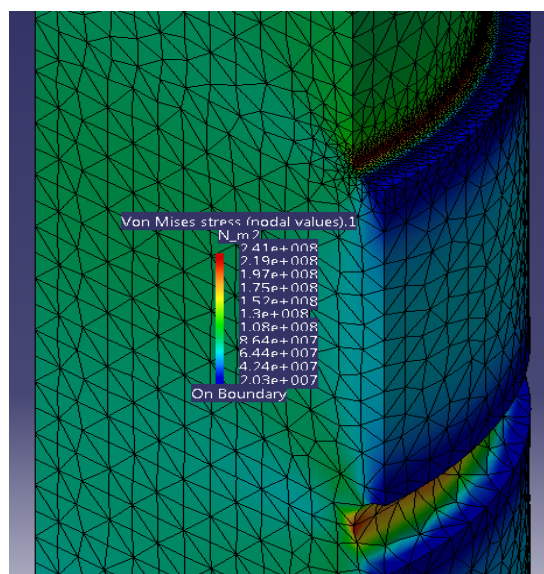


Figura 31: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 2: concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição; filete de 2 milímetro de raio).

Concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição (filete de 3 mm de raio):

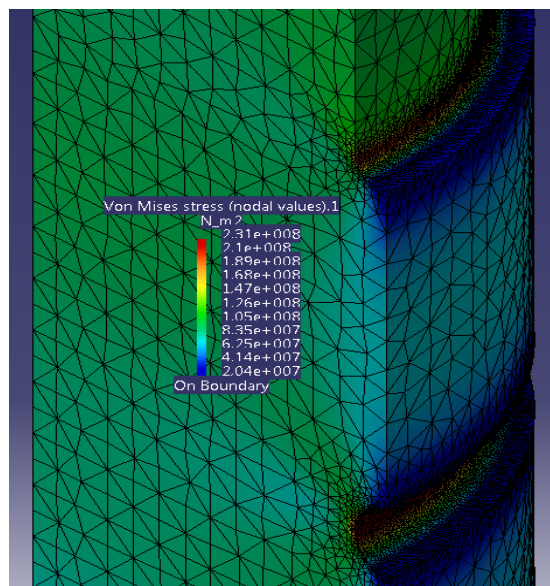


Figura 32: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 2: concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição; filete de 3 milímetro de raio).

Concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição (filete de 4 mm de raio):

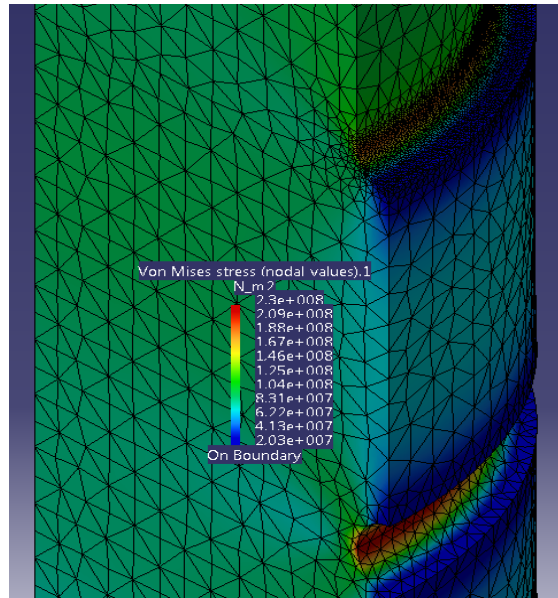


Figura 33: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 2: concordância de 5 mm a 55 mm da face de transição; filete de 4 milímetro de raio).

Os resultados principais desta análise estão representados na tabela 10.

$r$ [mm]	$d$ [mm]	$D$ [mm]	$r/d$	$D/d$	$K_f$	$\sigma_u$ [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_c$ [MPa]
1	100	110	0,01	1,1	2,50	105	262,50	[274; 302]
2	100	110	0,02	1,1	2,45	86,4	211,68	[219; 241]
3	100	110	0,03	1,1	2,22	83,5	185,37	[189; 210]
4	100	110	0,04	1,1	2,18	83,1	181,16	[188; 209]

Tabela 10: Principais resultados obtidos pela análise 2.

Em função destes resultados pode se observar que a concentração de tensões ( $\sigma_c$ ) na zona de transição continua a ser superior à tensão real esperada  $\sigma_r$  à semelhança da primeira análise. Posto isto, pode-se concluir que, comparativamente à análise 1, uma concordância de 5 mm a uma distância grande da face de transição (neste caso 55 mm) não influencia praticamente os valores das tensões locais nos filetes. Pode-se também concluir, por observação das figuras representativas da tensão de *Von Mises*, que estas mesmas concordâncias tornam-se em mais uma zona de concentração de tensões, o que, para além do efeito local nos filetes, poderá fragilizar o tirante nesta mesma zona.

Portanto esta análise tem apenas resultados prejudiciais à resistência da estrutura do tirante.

### 4.1.3 Análise 3

Nesta análise repetiu-se as condições da análise 1, mas desta vez com uma concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição.

A geometria deste modelo 3D está representada no esquema da figura 34.

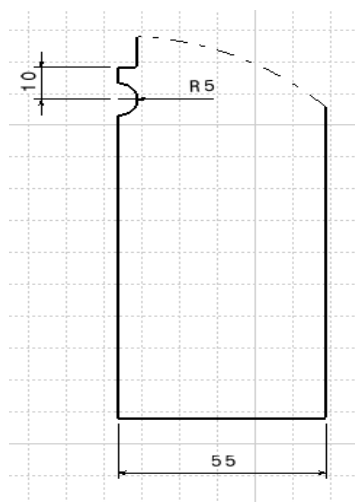


Figura 34: Estudo das tensões num tirante-guia de uma prensa (geometria 3).

Desta forma procedeu-se à análise para os diferentes raios de filete obtendo-se os seguintes resultados:

Concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição (filete de 1 mm de raio):

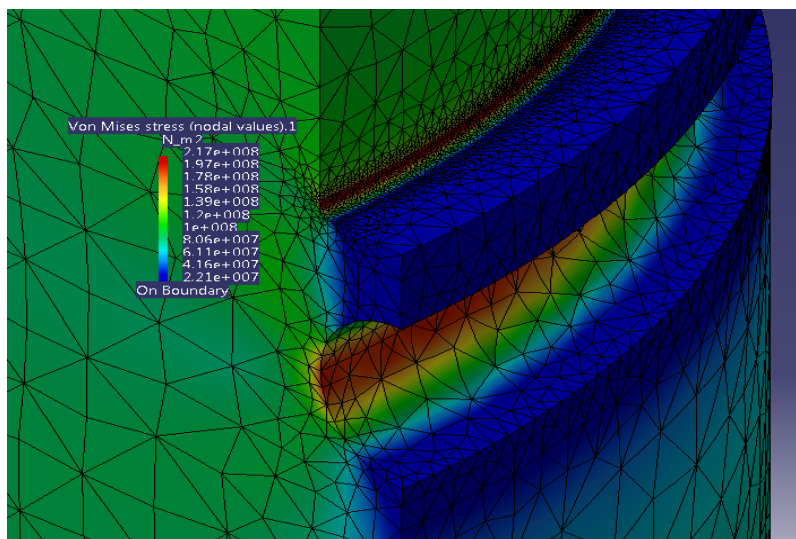


Figura 35: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 3: concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição; filete de 1 milímetro de raio).

Concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição (filete de 2 mm de raio):

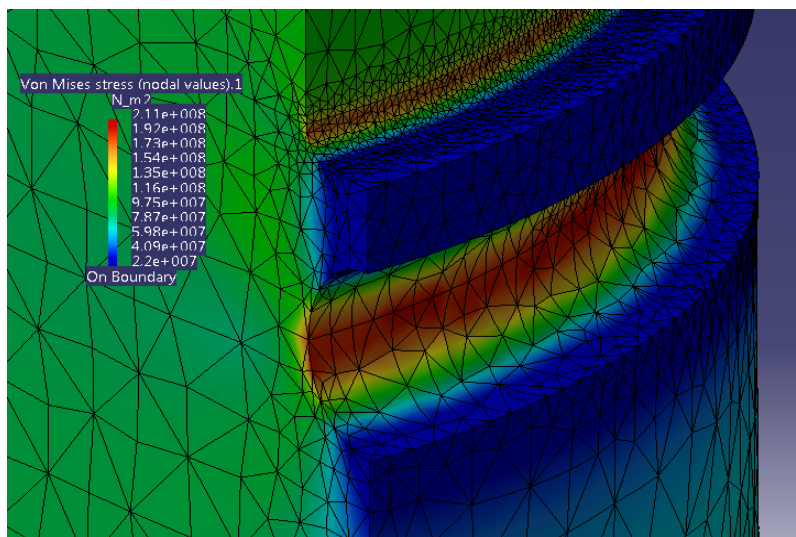


Figura 36: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 3: concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição; filete de 2 milímetro de raio).

Concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição (filete de 3 mm de raio):

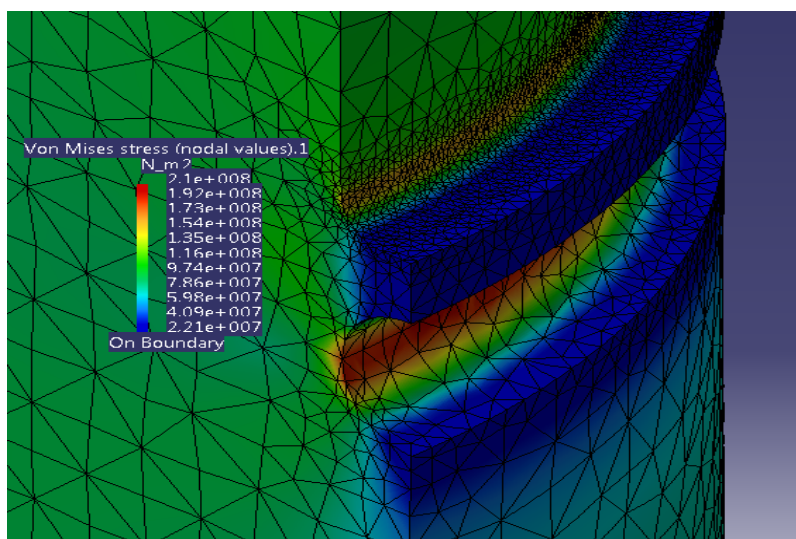


Figura 37: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 3: concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição; filete de 3 milímetro de raio).

Concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição (filete de 4 mm de raio):

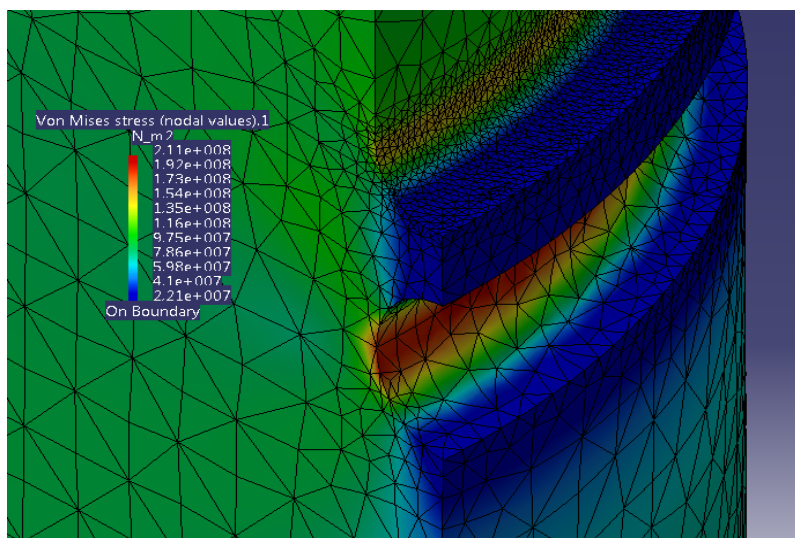


Figura 38: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 3: concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição; filete de 4 milímetro de raio).

De forma a reduzir possíveis erros de observação dos resultados selecionou-se no CATIA elementos tetraédricos singulares e observou-se o valor real.

Os resultados principais desta análise estão representados na tabela 11.

$r$ [mm]	$d$ [mm]	$D$ [mm]	$r/d$	$D/d$	$K_f$	$\sigma_u$ [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_c$ [MPa]
1	100	110	0,01	1,1	2,50	81	202,50	[197; 217]
2	100	110	0,02	1,1	2,45	78,7	192,82	[173; 192]
3	100	110	0,03	1,1	2,22	78,6	174,49	[154; 173]
4	100	110	0,04	1,1	2,18	78,6	171,35	[154; 173]

Tabela 11: Principais resultados obtidos pela análise 3.

Em função destes resultados pode-se observar que a concentração de tensões ( $\sigma_c$ ) na zona de transição encontra-se dentro do intervalo de valores da tensão real esperada  $\sigma_r$ . Posto isto, pode se concluir que a presença de uma concordância de 5 mm a uma distância curta da face de transição (neste caso 10 mm) tem grande influência no alívio das tensões acumuladas nos filetes. Pode-se também concluir que este tirante resistirá aos esforços a que está sujeito sem entrar no regime plástico ou fraturar.

#### 4.1.4 Análise 4

Nesta análise repetiu-se as condições da análise 3, mas desta vez com duas concordâncias de 5 mm (a primeira a 10 mm da face de transição e a segunda afastada 11 mm do centro da anterior).

A geometria deste modelo 3D está representada no esquema da figura 39.

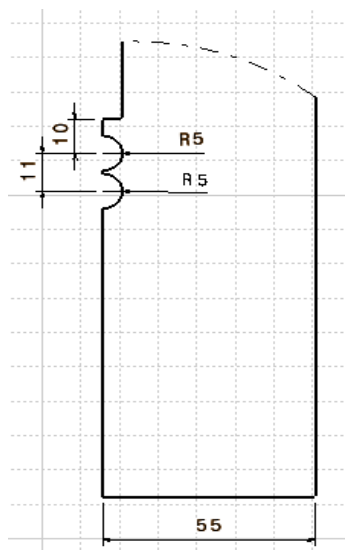


Figura 39: Estudo das tensões num tirante-guia de uma prensa (geometria 4).

Uma vez que as conclusões pretendidas foram retiradas através da análise anterior, para efeitos apenas de observação estudou-se este exemplo para um caso.

Desta forma procedeu-se à análise para apenas um raio de filete obtendo-se os seguintes resultados.



Uma concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição e outra afastada 11 mm do centro da anterior (filete de 1 mm de raio):

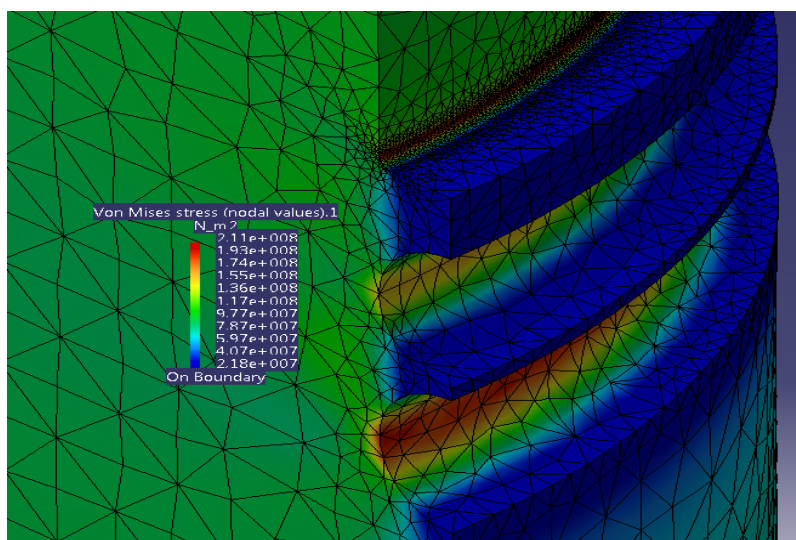


Figura 40: Resultados da análise experimental para a tensão de Von Mises (geometria 4: concordância de 5 mm a 10 mm da face de transição; segunda concordância a 11 mm da anterior; filete de 1 milímetro de raio).

Os resultados principais desta análise estão representados na tabela 12.

$r$ [mm]	$d$ [mm]	$D$ [mm]	$r/d$	$D/d$	$K_f$	$\sigma_u$ [MPa]	$\sigma_r$ [MPa]	$\sigma_c$ [MPa]
1	100	110	0,01	1,1	2,5	78,7	196,8	[193; 211]

Tabela 12: Principais resultados obtidos pela análise 4.



## 4.2 Síntese

Em função destes resultados pode-se observar que a concentração de tensões ( $\sigma_c$ ) na zona de transição encontra-se dentro do intervalo de valores da tensão real esperada ( $\sigma_r$ ). Posto isto, pode se concluir que a presença de uma segunda concordância de 5 mm contribui para o alívio das tensões locais. No entanto, quando se é comparado com o resultado equivalente da análise 3, verifica-se que este alívio é só de 5,75 [MPa]. Isto demonstra que o acréscimo de uma segunda concordância não é viável, uma vez que acrescenta ao tirante mais uma zona de concentração de tensões e não alivia significativamente as tensões quando comparado com o exemplo com uma só concordância. Pode-se também concluir, que este tirante resistirá aos esforços a que está sujeito sem entrar no regime plástico ou fraturar [11].

## Capítulo 5

### 5. Relação entre a rigidez do módulo superior (travessa) e os tirantes duma prensa

Neste capítulo pretende-se estudar a relação entre a rigidez de um tirante de uma prensa, com a rigidez da travessa (componente superior de uma prensa), quando esta está sujeita a esforços causados pelos tirantes pré-esforçados. Estes são os esforços constantes que estarão a atuar na prensa mesmo enquanto esta não esteja em funcionamento.

#### 5.1 Rigidez da Junta

Com base num modelo de uma travessa disponibilizado pelo orientador/ co-orientador, começou-se por se modelar uma travessa semelhante à que se encontraria montada em algumas prensas reais da empresa Mecânica Exacta S.A.

Deste modo, obteve-se o modelo representado na figura 41.

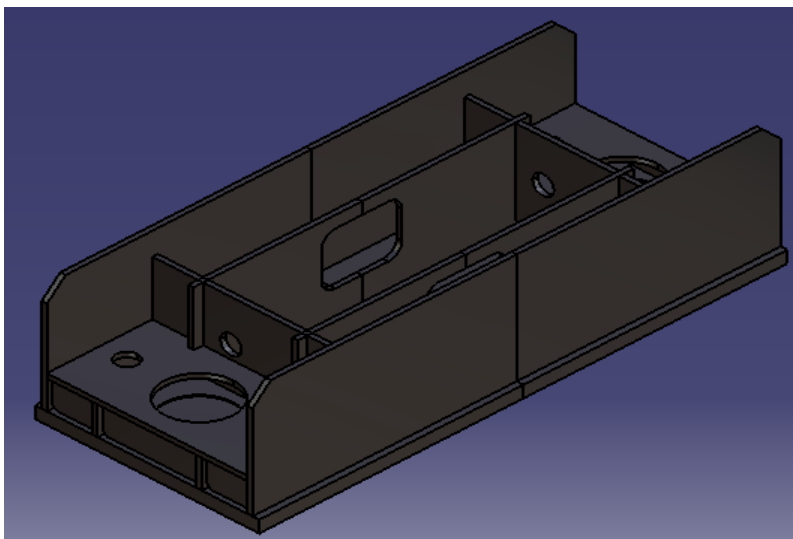


Figura 41: Modelo da travessa a ser estudado.

Em seguida, recorreu-se aos métodos de análise e simulação numérica do *software CATIA* para se obter a rigidez desta estrutura. Para efeitos de simulação, aproveitou-se da simetria do problema e do modelo e criou-se um novo modelo simplificado constituído por metade do modelo real. Para esta análise, definiram-se as propriedades elásticas do material constituinte da peça real (Aço: módulo de *Young*  $E = 210 \text{ GPa}$ , coeficiente de *Poisson*  $\nu = 0,3$ ). Após as propriedades materiais estarem associadas, definiram-se as condições fronteira do problema.

As condições fronteiras definidas foram as seguintes:

- Encastramento da periferia da junta onde estaria apoiado o tirante;
- Bloqueio da translação segundo o eixo  $z$  na zona oposta à junta de apoio ao tirante;
- Simetria em relação ao eixo perpendicular à face cortada.

Para o cálculo da rigidez desta estrutura, aplicou-se, na zona de apoio dos tirantes, uma força de intensidade variável.

Na figura 42 está representado o modelo simplificado com os esforços aplicados.

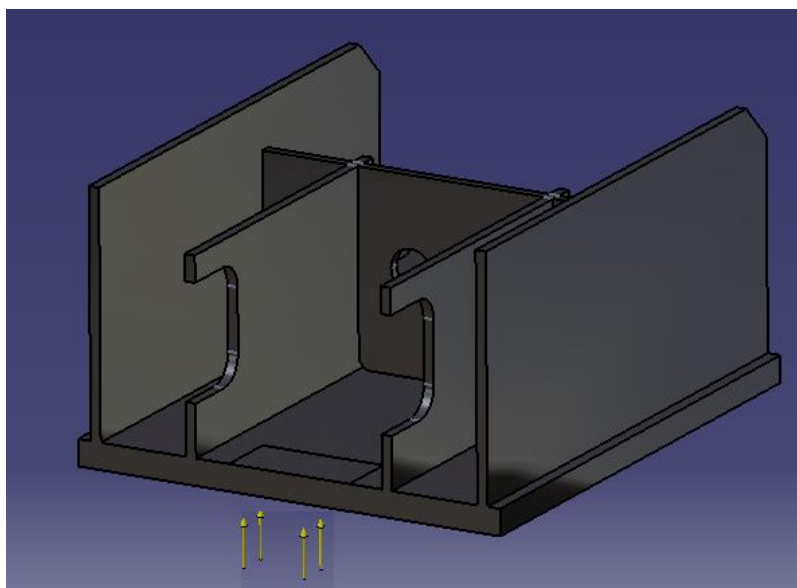


Figura 42: Modelo com os respetivos esforços.

Posto isto, simulou-se o problema e, para uma força  $F = 10 \text{ [kN]}$ , obteve-se a seguinte distribuição dos deslocamentos:

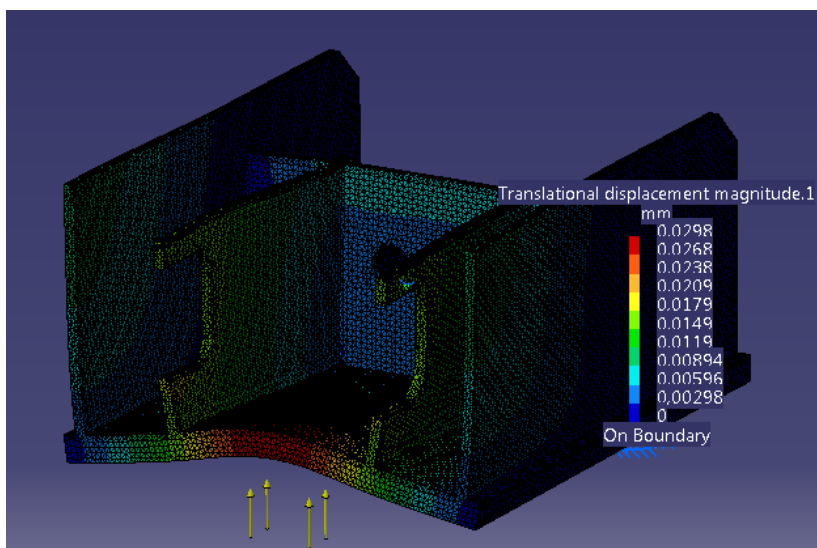


Figura 43: Resultados da análise experimental para os deslocamentos, quando se aplicou uma força de 10 [kN].

Obteve-se a rigidez da estrutura em função do maior deslocamento e da força aplicada através de seguinte equação:

$$K_J = \frac{F}{\delta} \Leftrightarrow K_J = \frac{10000}{0,030} \Leftrightarrow K_J = 333333,33(3) \left[ \frac{N}{mm} \right] \quad (11)$$

$K_J$  – Rigidez da travessa na junta (onde estaria apoiado o tirante);

$\delta$  – Deslocamento máximo obtido.

## 5.2 Rigidez do tirante

Uma vez obtida a rigidez da junta procedeu-se ao cálculo da rigidez do tirante. O cálculo da rigidez do tirante, ao contrário da travessa/junta, pode ser obtido através de uma equação genérica [12]. Posto isto, para esta análise não se necessitou de utilizar como auxílio ferramentas de simulação numérica.

Desta forma, a rigidez do tirante foi calculada com base na seguinte equação:

$$K_P = E \times \frac{A_{\text{útil}}}{L} \quad (12)$$

$$A_{\text{útil}} = d_{\text{útil}}^2 \times \frac{\pi}{4} = 80^2 \times \frac{\pi}{4} = 5026,55 [mm^2] \quad (13)$$

$$K_P = 210 \times 10^9 \times \frac{5026,55 \times 10^{-6}}{0,5} = 2,11 \times 10^9 \left[ \frac{N}{m} \right] = 2,11 \times 10^6 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

$K_P$  – Rigidez do tirante (parafuso);

$L$  – Comprimento do tirante ( $L = 0,5 [m]$ );

$E$  – Módulo de Young ( $E = 210 [GPa]$ ).

### 5.3 Diagrama junta/parafuso

Em função da rigidez do tirante e da rigidez da junta pode-se obter duas retas cujo declive seria a rigidez do tirante e da junta respetivamente.

Sabia-se que o ponto em que a superfície da junta e a superfície do tirante estariam em contato (isto é, a deformação de cada um é simétrica e de igual intensidade), corresponderia à carga do pré-esforço em si.

Posto isto procedeu-se ao cálculo do pré-esforço que seria originado pelo tirante.

Na tabela 13 estão representados os dados do tirante disponibilizados por parte da empresa.

Parâmetros Tirante	Valor
Passo [ <i>mm</i> ]	6
Módulo de <i>Young</i> [ <i>GPa</i> ]	210
Coeficiente de <i>Poisson</i>	0,3
Classe	8.8

Tabela 13: Parâmetros principais do tirante.

Um tirante/parafuso de classe 8.8 tem uma tensão de cedência de 640 *MPa* [8]. A tensão correspondente de pré-esforço é dada pela seguinte equação:

$$\sigma_{Pré-esforço} = 0,75 \times \sigma_y$$

$\sigma_y$  – Tensão de cedência do material constituinte do parafuso ( $\sigma_y = 640$  *MPa*);

$$\sigma_{Pré-esforço} = 0,75 \times 640 = 480 \text{ [MPa]}$$

Uma vez calculada a tensão de pré-esforço, tornou-se possível calcular a força equivalente dessa tensão. Para isso precisou-se de se determinar a área de aplicação da força. Esta área vinha em função do diâmetro nominal do parafuso e do diâmetro útil através das seguintes equações [8]:

$$d_{\text{útil}} = d - 2 \times \text{passo} \Leftrightarrow d_{\text{útil}} = 80 - 2 \times 6 = 68 \text{ [mm]}$$

$$A_{\text{útil}} = \frac{\pi}{4} \times (d^2 - d_{\text{útil}}^2) \Leftrightarrow \frac{\pi}{4} \times (80^2 - 68^2) = 1394,87 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Posto isto a força aplicada obteve-se através da seguinte equação:

$$\sigma_{\text{Pré-esforço}} = \frac{F_{\text{Aplicada}}}{A_{\text{útil}}} \Leftrightarrow F_{\text{Aplicada}} = \sigma_{\text{Pré-esforço}} \times A_{\text{útil}} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow F_{\text{Aplicada}} = 480 \times 1394,87 = 669,50 \text{ [kN]}$$

Uma vez obtido este valor começou-se por definir a equação da reta para o tirante. Sabe-se que para uma força aplicada no tirante de  $F = 0$ , o respetivo deslocamento ( $\delta$ ) também será  $\delta = 0$ .

Considerando  $y = F$ ,  $x = \delta$  e  $K_p = m$  ter-se-ia uma equação genérica:

$$y_1 = K_p \times x + b \tag{14}$$

Substituindo pelo ponto conhecido (0; 0) obteve-se que  $b = 0$ . Portanto a equação final seria dada por:

$$y_1 = 2,11 \times 10^6 \times x \text{ [kN]}$$

Sabe-se que a reta que define o comportamento da junta tem de se cruzar com a reta que define o comportamento do tirante no ponto  $(x; 669,50 \times 10^3)$  e possui como declive o valor simétrico da rigidez da junta ( $K_j$ ).

Substitui-se na equação anterior  $y = 669,50 \times 10^3$  e obteve-se  $x = 0,32 \text{ [mm]}$ .

Desta forma a equação genérica para a reta que define o comportamento da junta seria dada por:

$$y_2 = -K_J \times x + b_2 \quad (15)$$

Substituindo pelo ponto conhecido  $(0,32; 669,50 \times 10^3)$  obteve-se que  $b_2 = 776166,67$ . Portanto a equação final seria dada por:

$$y_2 = -333333,33(3) \times x + 776166,67 [kN]$$

Conjugou-se as duas equações ( $y_1$  e  $y_2$ ) e obteve-se o diagrama junta/parafuso, representado na figura 44.

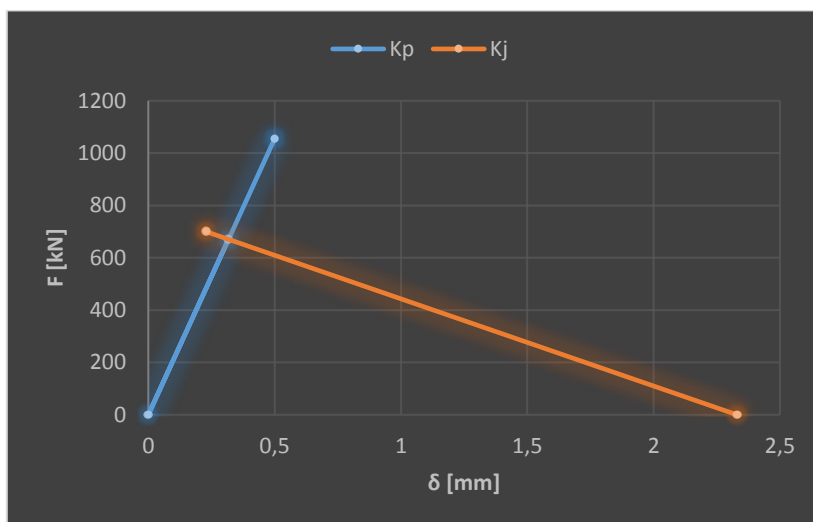


Figura 44: Diagrama junta/parafuso.

#### 5.4 Análise de forças

As cargas de tração ( $P$ ) quando são aplicadas exteriormente numa ligação pré-esforçada provocam simultaneamente um relaxamento da força de compressão ( $F_m$ ) da junta e um aumento da carga de tração ( $F_b$ ) no tirante/parafuso [13]. Na figura 45 estão representadas as forças referidas anteriormente.



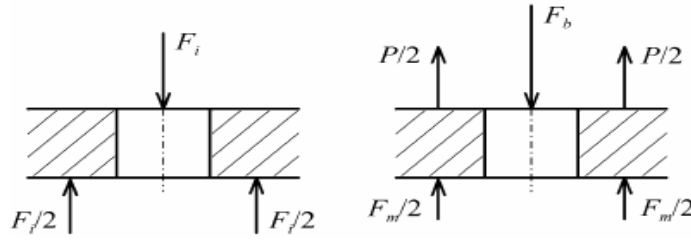


Figura 45: Esforços resultantes de uma ligação, assim como esforços de tração por uma força exterior [13].

Para se determinar as forças em questão necessitou-se de se considerar a rigidez da junta como a do parafuso. Assim, após o pré-esforço, o tirante sofreu uma dilatação  $\delta_b$  e, em resultado da força ( $P = F_b - F_m$ ) na junta, alonga-se de [13]:

$$\Delta\delta_b = \frac{F_b - F_i}{K_p} \quad (16)$$

Por outro lado a junta tem uma contração de pré-esforço  $\delta_m$ , que é aliviada parcialmente de:

$$\Delta\delta_m = \frac{F_i - F_m}{K_j} \quad (17)$$

Considerando que não há separação das peças  $\Delta\delta_b = \Delta\delta_m$ , obtem-se as seguintes equações:

$$F_m = F_i - \frac{K_j}{K_p + K_j} \times P \quad (18)$$

$$F_b = F_i + \frac{K_p}{K_p + K_j} \times P \quad (19)$$

$K_p$  – Rigidez do tirante (parafuso);

$K_j$  – Rigidez da travessa na junta (onde estaria apoiado o tirante);

$F_i$  – Força de tração inicial (pré-esforço);

$P$  – Carga de tração aplicada exteriormente.

Posto isto, considerando que se aplicou uma carga de tração ( $P$ ) exterior de  $P = 200$  kN calculou-se a força de compressão ( $F_m$ ) da junta da seguinte maneira:

$$F_m = 669,5 \times 1000 - \frac{333333,33(3)}{2,11 \times 10^6 + 333333,33(3)} \times 200 \times 1000 = 642,21 \text{ [kN]}$$

E calculou-se a carga de tração ( $F_b$ ) no tirante/parafuso:

$$F_b = 669,5 \times 1000 + \frac{2,11 \times 10^6}{2,11 \times 10^6 + 333333,33(3)} \times 200 \times 1000 = 842,21 \text{ [kN]}$$

Neste caso, em que  $K_p > K_j$  observou-se que 13,6 % da carga exterior aplicada ( $P$ ) contribuiu para o relaxamento da força de compressão da junta ( $F_m$ ) e 86,4 % contribuiu para o aumento da carga de tração ( $F_b$ ) no tirante/parafuso.

Isto deve-se ao facto da relação entre a rigidez dos materiais ligantes (tirante) e dos materiais que vão ser ligados (travessa) ser normalmente superior a 1 ( $\frac{K_p}{K_j} > 1$ ).

Posto isto, é necessário monitorizar a rigidez de ambas as componentes de forma a garantir que o tirante não vá estar sujeito a uma carga de tração ( $F_b$ ) demasiado elevada quando se é aplicado uma carga de tração exterior ( $P$ ). Caso isto aconteça o tirante poderá fraturar e ocorrerá uma falha no sistema de ligação. Isto é mais propício a acontecer para casos em que  $\frac{K_p}{K_j} \ll 1$ , isto é, no caso de uma junta rígida (não muito flexível).

## 5.5 Síntese

Existem várias vantagens do pré-esforço:

- Evita a separação da ligação perante cargas de tração ( $P$ ), aumentando a rigidez estrutural da ligação e garantindo a vedação de flanges pressurizadas;
- Aumenta a resistência à fadiga de chapas ao gerar tensões de compressão locais que diminuem substancialmente a concentração de tensões associada aos furos;
- Possibilita a transmissão de forças de corte por atrito entre chapas, evitando deformações plásticas de esmagamento dos furos.

## Capítulo 6

### 6. Regime de forças considerando a prensa em serviço: Estudo à Fadiga

Neste capítulo estudou-se à fadiga as zonas de soldadura da travessa, assim como as zonas de variação de secção dos tirantes.

Para isto, necessitou-se de estudar alguns conceitos de fadiga [14]:

- Resistência à fadiga: Tensão máxima (flutuação-variação) suportada para N ciclos sem romper;
- Limite de fadiga: Tensão (flutuação-variação) abaixo da qual suporta um nº de ciclos infinito, sem romper;
- Estudo à fadiga: Só é necessário verificar a segurança à fadiga quando o número de repetições puder exceder  $5 \times 10^5$  durante a vida da estrutura.

Com base neste estudo pretendeu-se obter as curvas periódicas do comportamento das tensões em função do tempo para cada componente de estudo e utilizou-se as curvas de *Wohler* para se obter um resultado aproximado do número de ciclos que cada componente iriam suportar até falhar por fadiga. Na figura 46 e 47 encontra-se representado um exemplo genérico das curvas periódicas de tensão [14] e das curvas de *Wohler* [15] respetivamente.

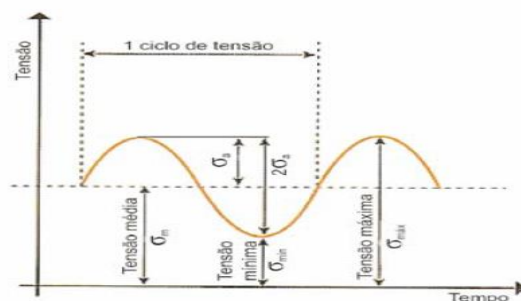


Figura 46: Diagrama representativo das curvas periódicas de tensão num ciclo de fadiga [14].

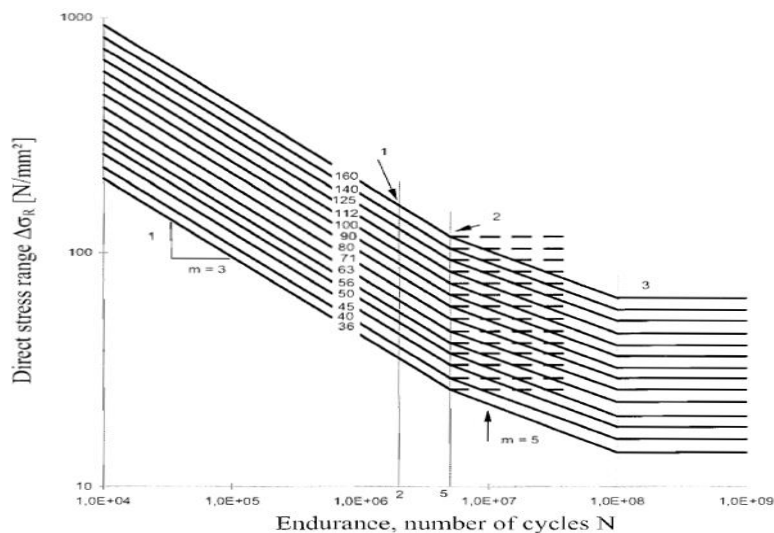


Figura 47: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] para um dado material com diferentes configurações de ligação.

As curvas de *Wohler* representam o comportamento de determinado material em função da aplicação de uma carga cíclica. A interseção com estas curvas é feita em função da amplitude de tensões ( $\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}$ ) na zona crítica de estrutura em estudo.

### 6.1 Fadiga Travessa

Posto isto, começou-se por se simular a travessa considerando as forças que esta estaria sujeita enquanto a prensa estaria em serviço.

Considerou-se que a prensa em questão seria uma prensa de 80 *Toneladas*. Esta característica origina uma força concentrada no centro da estrutura de 800 *kN*. As restantes forças que estariam a atuar na prensa em serviço seriam o pré-esforço, já referido e calculado no capítulo anterior, a atuar em cada uma das 4 superfícies de apoio aos tirantes ( $F_i = 669,50$  [*kN*] ).

Tendo estes esforços em consideração, e considerando apenas metade do modelo com o fim de aproveitar da sua simetria e da simetria do problema, obteve-se o modelo de forças representado na figura 48.

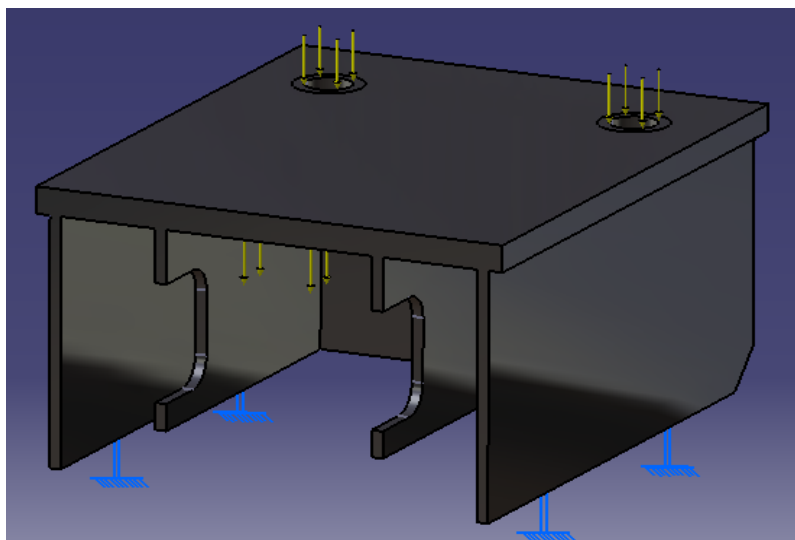


Figura 48: Modelo com os respectivos esforços e condições fronteira para análise à fadiga.

À semelhança do capítulo anterior as condições fronteiras definidas foram as seguintes:

- Encastramento da base da travessa que estaria apoiada numa componente inferior da prensa;
- Bloqueio tri-axial da rotação e bi-axial da translação da superfície interior de cada furo, onde estariam localizados os tirantes no modelo real;
- Simetria em relação ao eixo perpendicular à face cortada.

Em seguida, recorreu-se aos métodos de análise e simulação numérica do *software CATIA* para se obter a concentração de tensões na estrutura e estudou-se essa concentração nas zonas de soldadura. Para esta análise definiram-se as propriedades elásticas do material constituinte da peça real (Aço: módulo de *Young*  $E = 210 \text{ GPa}$ , coeficiente de *Poisson*  $\nu = 0,3$ ).

Nas figuras 49 e 50 estão representados os resultados desta simulação (distribuição das tensões de *Von Mises*).

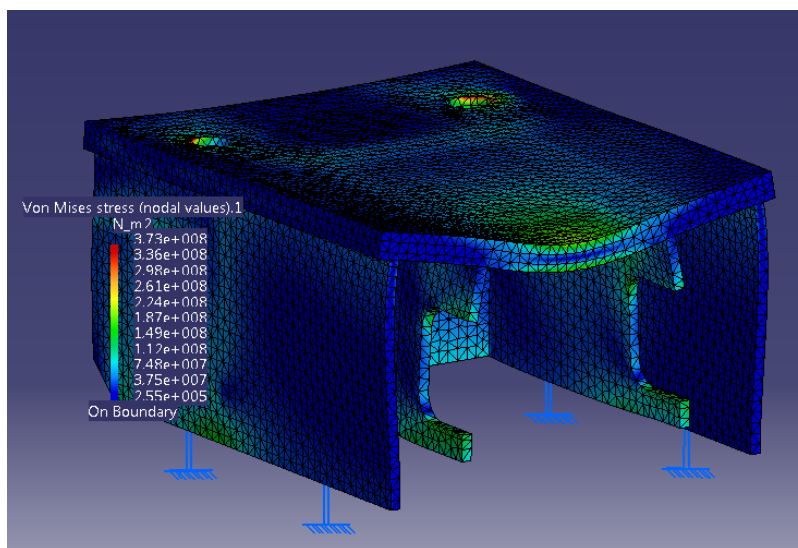


Figura 49: Resultados da análise para a tensão de *Von Mises* na travessa (posição 1).

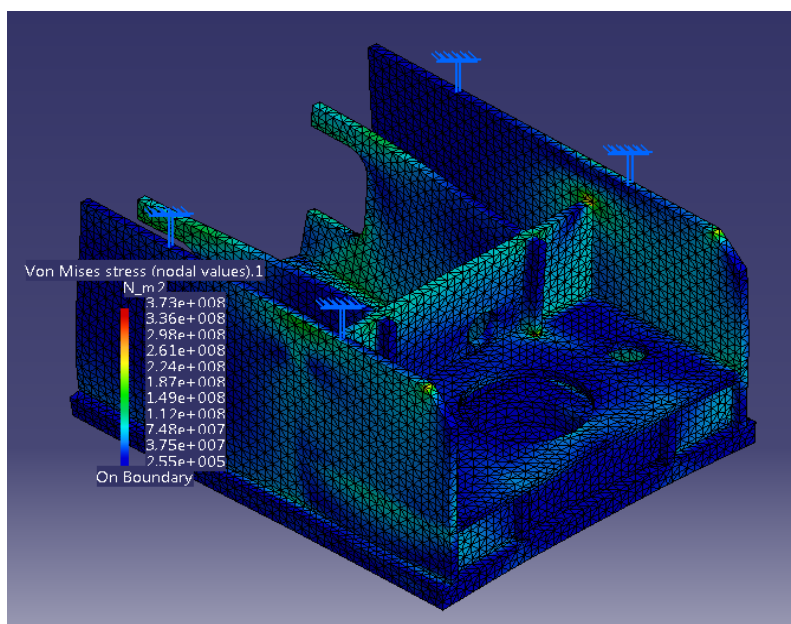


Figura 50: Resultados da análise para a tensão de Von Mises na travessa (posição 2).

A tensão de Von Mises nas zonas de soldadura variou consoante o intervalo  $[112,0; 261,0]$  MPa. Posto isto, representado na figura 51, pode-se obter o diagrama periódico da variação da tensão nesta zona de análise.

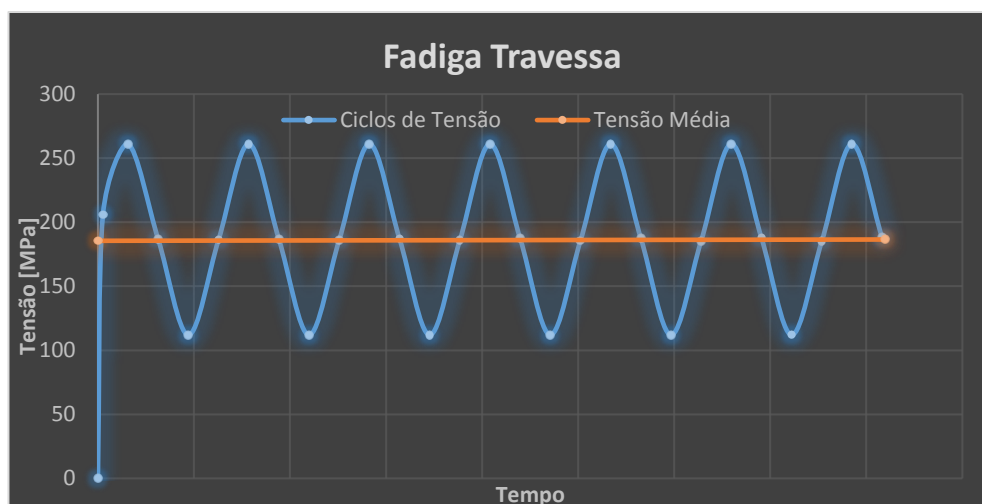


Figura 51: Diagrama periódico da tensão para a travessa.



Para se obter o número de ciclos à fadiga para esta peça foi preciso estudar o caso específico em função de tabelas [15] normalizadas segundo a norma EN 1993-1-9: 2005 (E). Os casos de estudo que mais se assimilaram a este foram os casos (112) e (125).

As figuras 52 e 53 representam esses dois casos e as suas características.

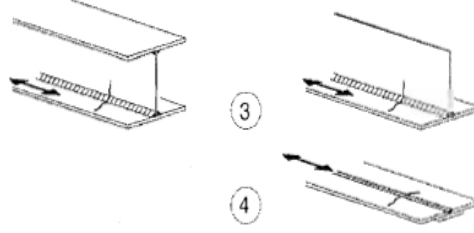
112		<p>3) Automatic or fully mechanized fillet or butt weld carried out from both sides but containing stop/start positions.</p> <p>4) Automatic or fully mechanized butt welds made from one side only, with a continuous backing bar, but without start/stop positions.</p>	<p>4) When this detail contains stop/start positions category 100 to be used.</p>
-----	---	---	---

Figura 52: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (112) [15].

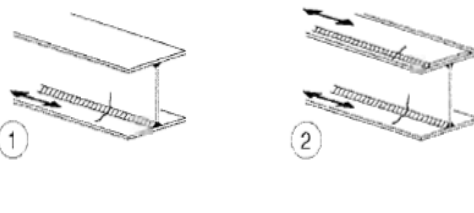
Detail category	Constructional detail	Description	Requirements
125		<p><u>Continuous longitudinal welds:</u></p> <p>1) Automatic or fully mechanized butt welds carried out from both sides.</p> <p>2) Automatic or fully mechanized fillet welds. Cover plate ends to be checked using detail 6) or 7) in Table 8.5.</p>	<p><u>Details 1) and 2):</u></p> <p>No stop/start position is permitted except when the repair is performed by a specialist and inspection is carried out to verify the proper execution of the repair.</p>

Figura 53: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (125) [15].

Considerando os dois casos específicos utilizou-se um diagrama de *Wohler*, em função da geometria do caso em análise e do valor máximo da tensão de *Von Mises* obtido anteriormente, obteve-se dois possíveis valores para o número de ciclos.

Na figura 54 está representado o diagrama de *Wohler* para os dois casos, intercalado pelas retas provenientes da amplitude das tensões obtidas.

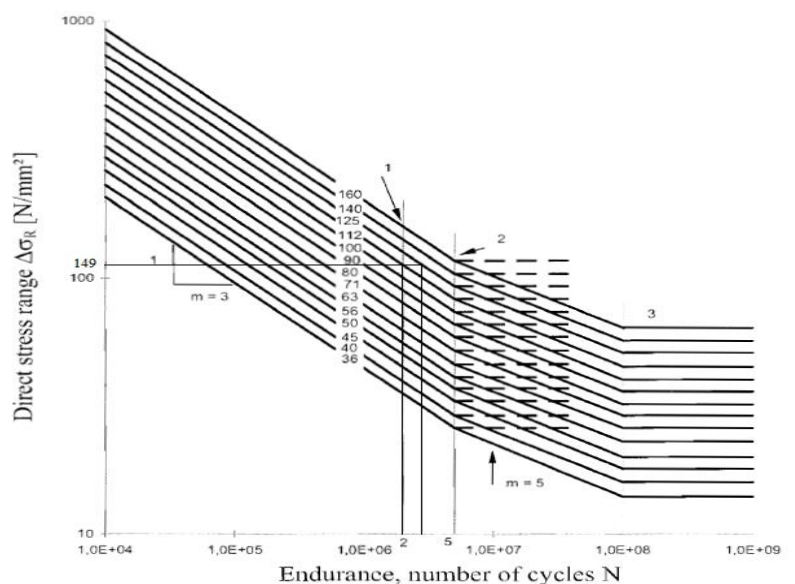


Figura 54: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] (interseção da reta de tensão de 149 [MPa] com os casos (112) e (125)).

Pela figura 54 pode-se obter o número de ciclos à fadiga. Na tabela 14 estão representados os números de ciclos à fadiga em função da amplitude das tensões obtidas em ambos os casos.

Casos	Tensão máxima de <i>Von Mises</i> [MPa]	Nº de ciclos até à fadiga
(112)	149,0	$2,0 \times 10^6$
(125)	149,0	$3,0 \times 10^6$

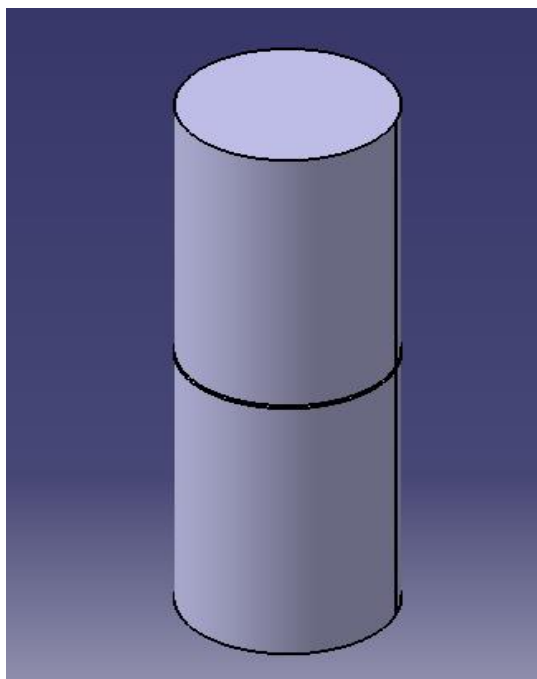
Tabela 14: Tensão de *Von Mises* máxima e o correspondente número de ciclos até à fadiga para os casos (112) e (125).

Pode-se concluir que para ambos os casos o número de ciclos que esta estrutura aguenta até entrar em fadiga é favorável, uma vez que idealmente este tipo de estruturas deve aguentar no mínimo a  $10^6$  ciclos por serem estruturas de esforço cíclico contínuo.

## 6.2 Fadiga Tirante

Em seguida passou-se à análise à fadiga de um dos tirantes da prensa. Esta análise focou-se numa zona central do corpo do tirante, por este motivo o modelo não inclui a cabeça do tirante. Nesta zona de estudo, acrescentou-se diferentes concordâncias de 3 mm de largura e fez-se variar a largura da seção circular do tirante com o fim de verificar o efeito que estas alterações tinham no alívio das tensões acumuladas e por consequência o efeito que estas tinham na resistência à fadiga do mesmo.

Partiu-se do modelo representado na figura 55.



*Figura 55: Modelo de tirante a ser estudado à fadiga.*

Simplificou-se este modelo para apenas  $\frac{1}{4}$  de forma a aproveitar a sua simetria e a simetria do problema.

Criaram-se 4 modelos distintos, o primeiro com apenas uma concordância de 3 mm no centro do modelo, o segundo com uma concordância de 3 mm e uma redução de espessura total de 6 mm na base do modelo, um terceiro com uma concordância de 3 mm, uma redução de espessura total de 6 mm na base e no topo do modelo e um quarto modelo com 5 concordâncias de 3 mm, uma redução de espessura total de 6 mm na base e no topo do modelo.

As condições fronteiras definidas foram as seguintes:

- Encastramento da base do tirante ;
- Simetria em relação aos eixos perpendiculares às faces cortadas.

Considerou-se uma prensa de 80 Toneladas, o que implica que cada um dos 4 tirantes teria de suportar 200 kN de força no mínimo. Tendo em conta a área da seção do tirante aplicou-se uma pressão equivalente de:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{200000}{\frac{\pi}{4} \times 80^2} = 39,8 [MPa] \quad (20)$$

Em seguida estão representados o esquema de cada um dos 4 modelos assim como os resultados das tensões de *Von Mises* para cada análise.

### 6.2.1 *Análise Modelo 1*

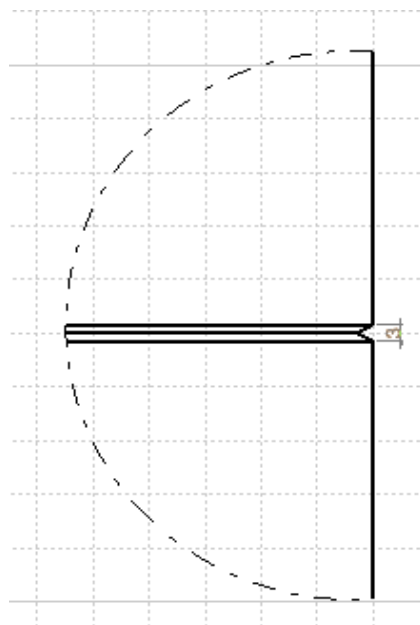


Figura 56: Primeiro modelo de tirante a ser estudado à fadiga (geometria 1: uma concordância de 3 mm).

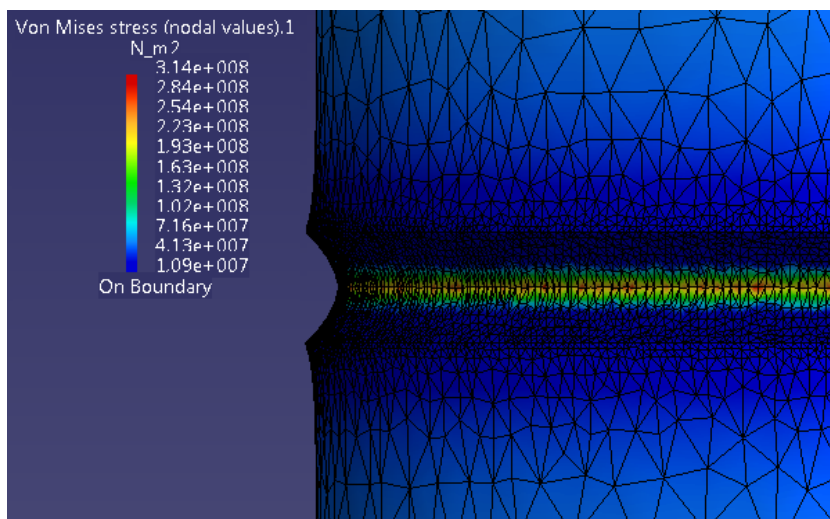


Figura 57: Resultados da análise experimental/numérica para a tensão de Von Mises do primeiro modelo de tirante.

Com esta na análise obteve-se o intervalo  $[102,0; 314,0]$  MPa correspondente à variação da tensão de *Von Mises* na zona crítica.

Com este intervalo de valores obteve-se o seguinte diagrama periódico da variação da tensão nesta zona de análise (figura 58):

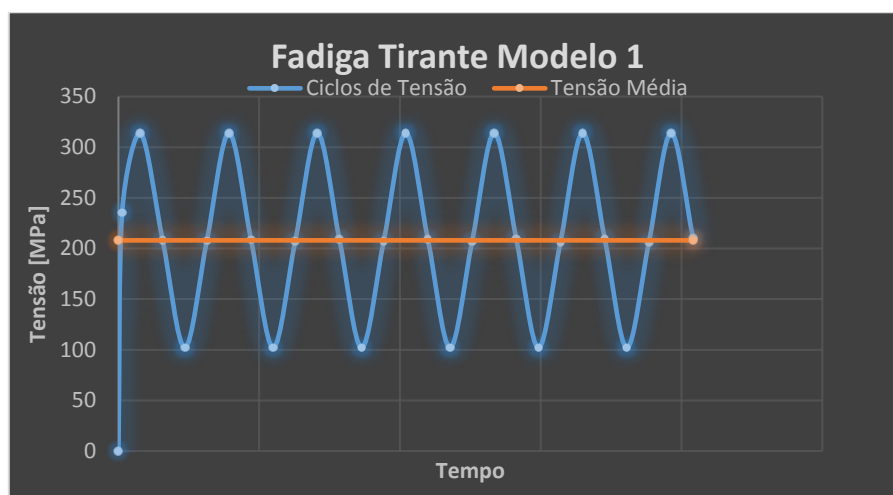


Figura 58: Diagrama periódico da tensão para o primeiro modelo de tirante.

Para se obter o número de ciclos à fadiga para esta peça foi preciso estudar o caso específico em função de tabelas [15] normalizadas segundo a norma EN 1993-1-9: 2005 (E). O caso de estudo que mais se assimilou a este foi o caso (50).

Na figura 59 está representado esse caso e as suas características.

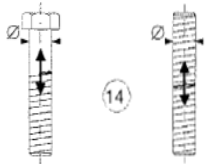
50	size effect for $t > 30\text{mm}$ : $k_s = (30/t)^{0.25}$		14) Bolts and rods with rolled or cut threads in tension. For large diameters (anchor bolts) the size effect has to be taken into account with $k_s$ .	14) $\Delta\sigma$ to be calculated using the tensile stress area of the bolt. Bending and tension resulting from prying effects and bending stresses from other sources must be taken into account. For preloaded bolts, the reduction of the stress range may be taken into account.
----	--	---	--	--

Figura 59: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (50) [15].

Através da amplitude de tensões obtida e com auxílio das curvas de *Wohler* [15], determinou-se que este tirante aguentaria aproximadamente  $1,1 \times 10^5$  ciclos até entrar em fadiga. Quando comparado com o número de ciclos que a travessa aguentaria até entrar em fadiga ( $3,0 \times 10^6$ ), este valor obtido é bastante baixo. Posto isto, este tirante cederia por fadiga muito antes do esperado para as restantes componentes da prensa. Por consequência seria necessário uma manutenção muito mais frequente, o que torna este tirante impróprio para esta prensa em específico.

Na figura 60 está representada a curva de *Wohler* associada a esta análise.

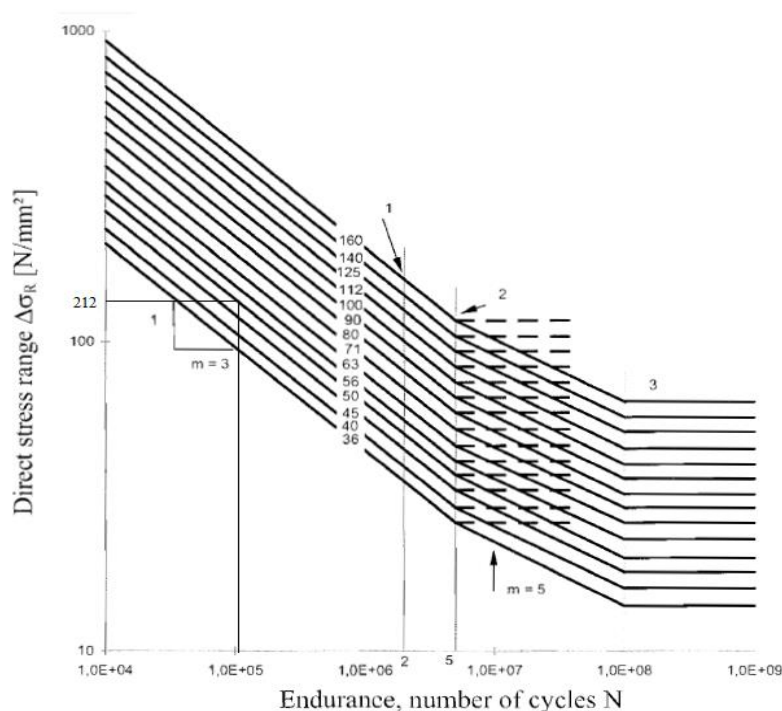


Figura 60: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] (interseção da reta de tensão de 212 [MPa] com o caso (50)).

### 6.2.2 Análise Modelo 2

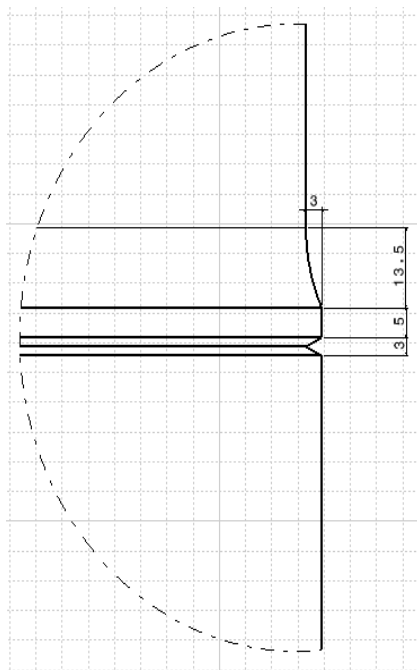


Figura 61: Segundo modelo de tirante a ser estudado à fadiga (geometria 2: uma concordância de 3 mm, uma redução de espessura total de 6 mm na base do modelo).

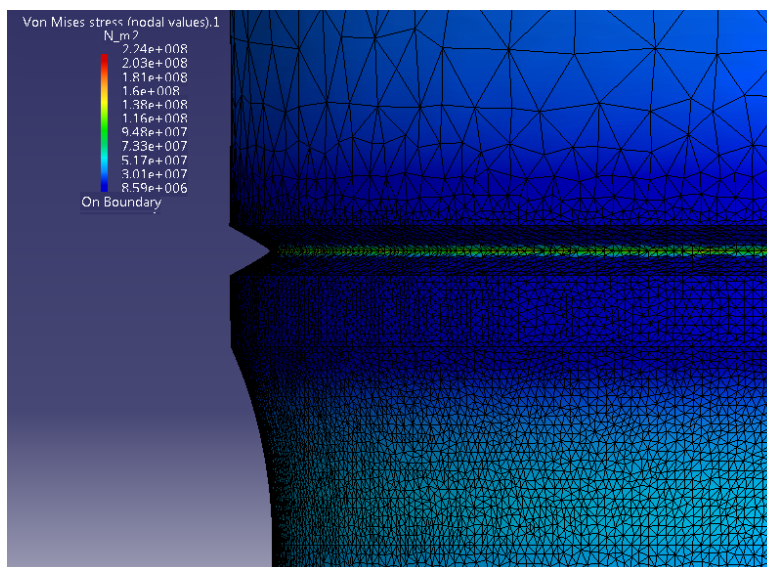


Figura 62: Resultados da análise experimental/numérica para a tensão de Von Mises do segundo modelo de tirante.



Com esta na análise obteve-se o intervalo  $[73,3; 224,0]$  MPa correspondente à variação da tensão de *Von Mises* na zona crítica.

Com este intervalo de valores obteve-se o seguinte diagrama periódico da variação da tensão nesta zona de análise (figura 63):

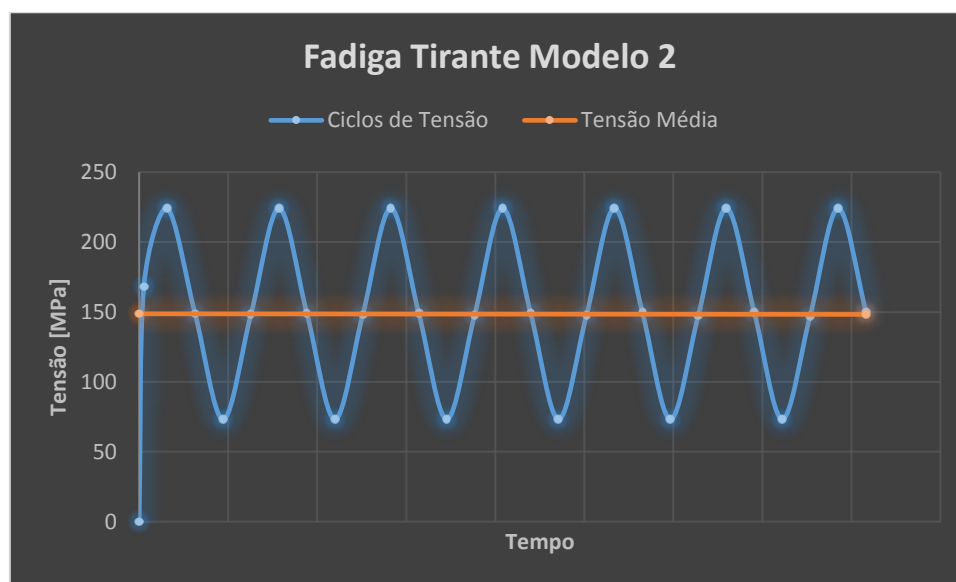


Figura 63: Diagrama periódico da tensão para o segundo modelo de tirante.

Para se obter o número de ciclos à fadiga para esta peça foi preciso estudar o caso específico em função de tabelas [15] normalizadas segundo a norma EN 1993-1-9: 2005 (E). O caso de estudo que mais se assimilou a este foi o caso (50).

Na figura 64 está representado esse caso e as suas características.

50	size effect for $t > 30\text{mm}$ : $k_s = (30/t)^{0.25}$		14) Bolts and rods with rolled or cut threads in tension. For large diameters (anchor bolts) the size effect has to be taken into account with $k_s$ .	14) $\Delta\sigma$ to be calculated using the tensile stress area of the bolt. Bending and tension resulting from prying effects and bending stresses from other sources must be taken into account. For preloaded bolts, the reduction of the stress range may be taken into account.
----	--	--	--	--

Figura 64: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (50) [15].

Através da amplitude de tensões obtida e com auxílio das curvas de *Wohler* [15], determinou-se que este tirante aguentaria aproximadamente  $2,5 \times 10^5$  ciclos até entrar em fadiga. Quando comparado com o número de ciclos que a travessa aguentaria até entrar em fadiga ( $3,0 \times 10^6$ ), este valor obtido não é favorável (à semelhança do modelo 1). No entanto, quando comparado com o modelo 1, pode-se observar que a presença de uma redução de espessura total de 6 mm na base do modelo melhorou a sua resistência à fadiga de 2,3 vezes a resistência inicial ( $\frac{2,5 \times 10^5}{1,1 \times 10^5}$ ).

Na figura 65 está representada a curva de *Wohler* associada a esta análise.

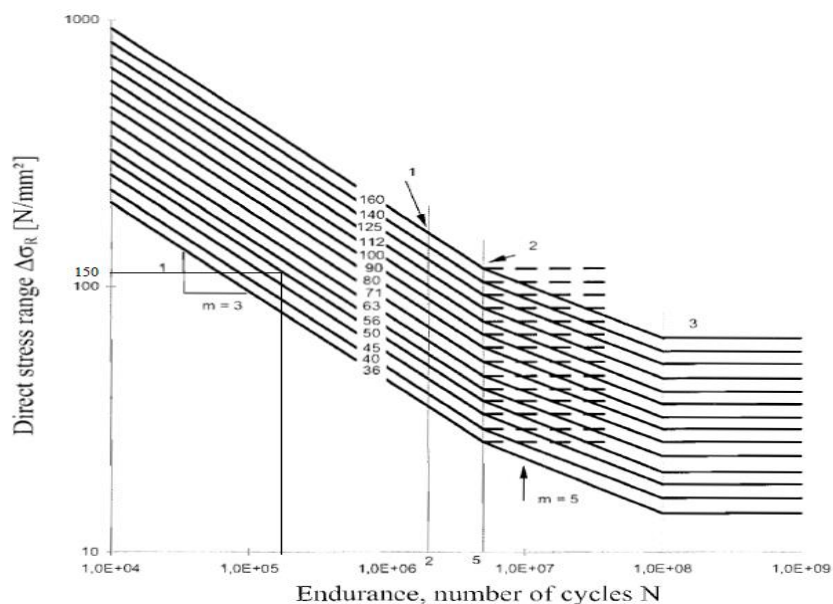


Figura 65: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] (interseção da reta de tensão de 150 [MPa] com o caso (50)).

### 6.2.3 Análise Modelo 3

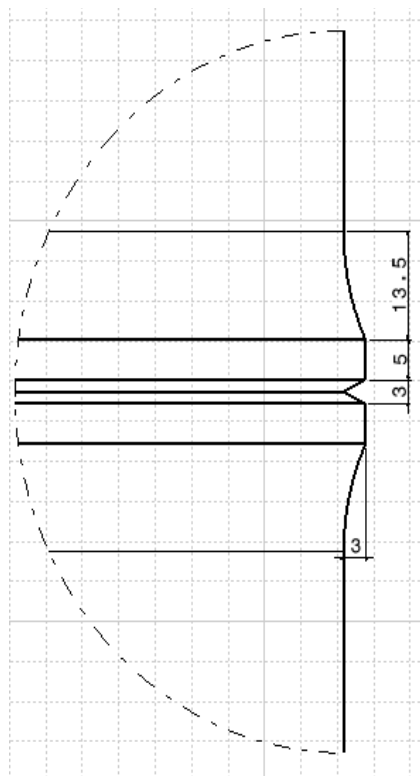


Figura 66: Terceiro modelo de tirante a ser estudado à fadiga (geometria 3: uma concordância de 3 mm, uma redução de espessura total de 6 mm na base e no topo do modelo).

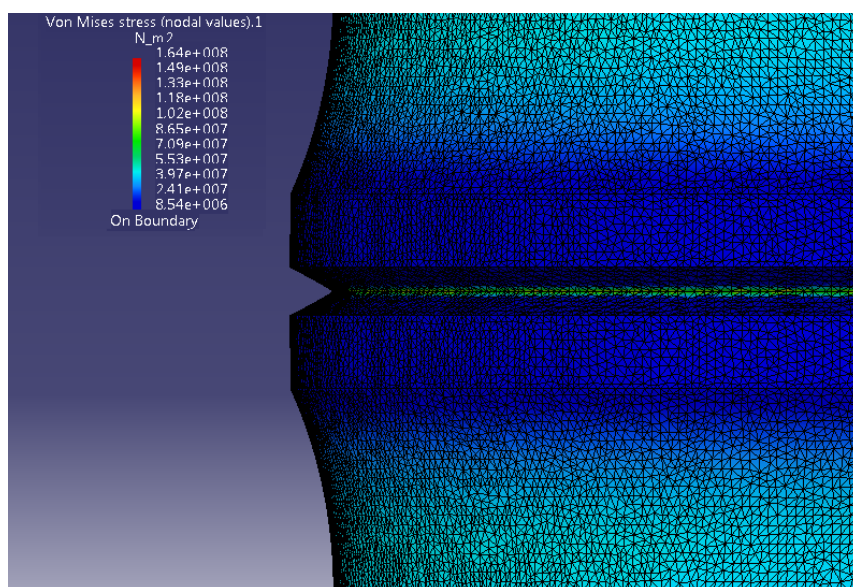


Figura 67: Resultados da análise experimental/numérica para a tensão de Von Mises do terceiro modelo de tirante.

Com esta na análise obteve-se o intervalo [55,3; 164,0] MPa correspondente à variação da tensão de *Von Mises* na zona crítica.

Com este intervalo de valores obteve-se o seguinte diagrama periódico da variação da tensão nesta zona de análise (figura 68):

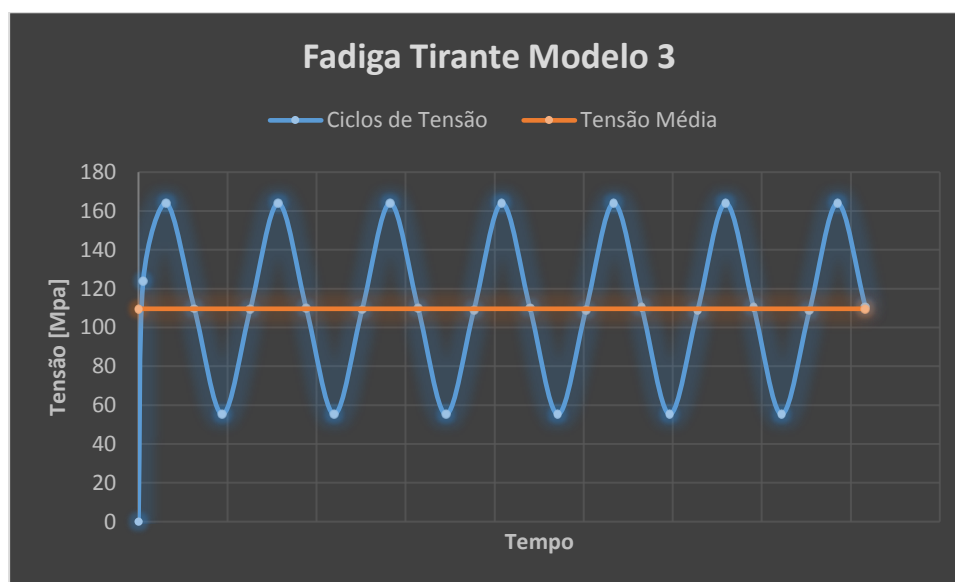


Figura 68: Diagrama periódico da tensão para o terceiro modelo de tirante.

Para se obter o número de ciclos à fadiga para esta peça foi preciso estudar o caso específico em função de tabelas [15] normalizadas segundo a norma EN 1993-1-9: 2005 (E). O caso de estudo que mais se assimilou a este foi o caso (50).

Na figura 69 está representado esse caso e as suas características.

50	size effect for $t > 30\text{mm}$ : $k_s = (30/t)^{0.25}$		14) Bolts and rods with rolled or cut threads in tension. For large diameters (anchor bolts) the size effect has to be taken into account with $k_s$ .	14) $\Delta\sigma$ to be calculated using the tensile stress area of the bolt. Bending and tension resulting from prying effects and bending stresses from other sources must be taken into account. For preloaded bolts, the reduction of the stress range may be taken into account.
----	--	--	--	--

Figura 69: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (50) [15].

Através da amplitude de tensões obtida e com auxílio das curvas de *Wohler* [15], determinou-se que este tirante aguentaria aproximadamente  $3,0 \times 10^5$  ciclos até entrar em fadiga. Quando comparado com o número de ciclos que a travessa aguentaria até entrar em fadiga ( $3,0 \times 10^6$ ), este valor obtido é não é favorável (à semelhança dos modelos anteriores). No entanto, quando comparado com o modelo 2, verificou-se que a resistência à fadiga do tirante melhorou de 1,2 vezes ( $\frac{3,0 \times 10^5}{2,5 \times 10^5}$ ).

Na figura 70 está representada a curva de *Wohler* associada a esta análise.

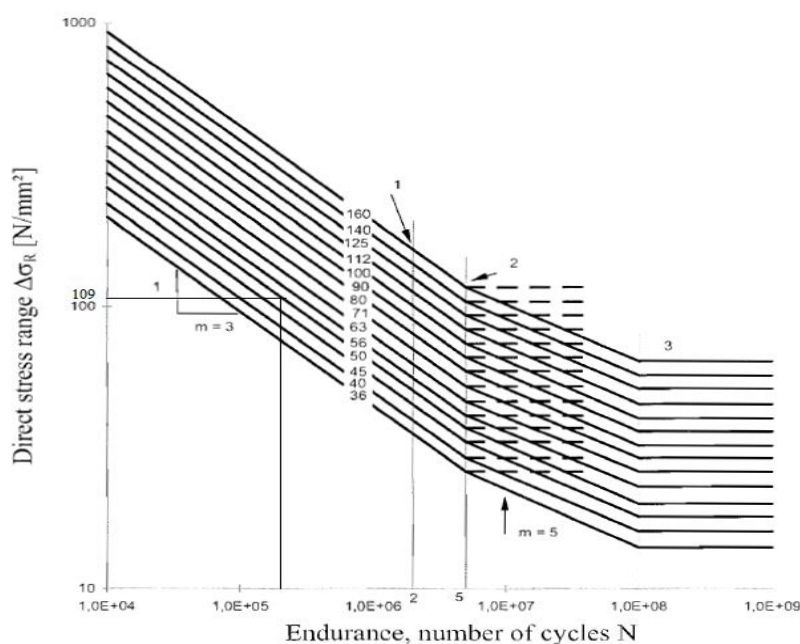


Figura 70: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] (interseção da reta de tensão de 109 [MPa] com o caso (50)).

#### 6.2.4 Análise Modelo 4

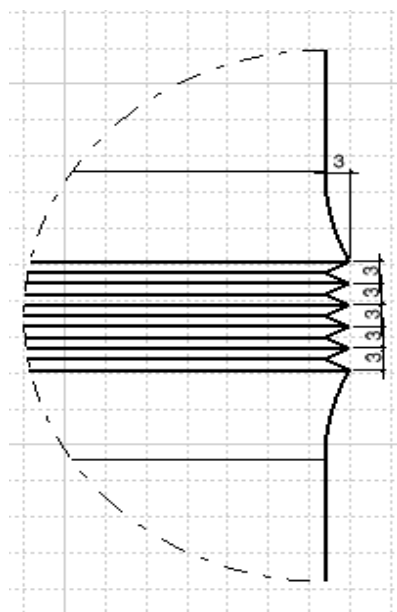


Figura 71: Quarto modelo de tirante a ser estudado à fadiga (geometria 4: cinco concordâncias de 3 mm, uma redução de espessura total de 6 mm na base e no topo do modelo).

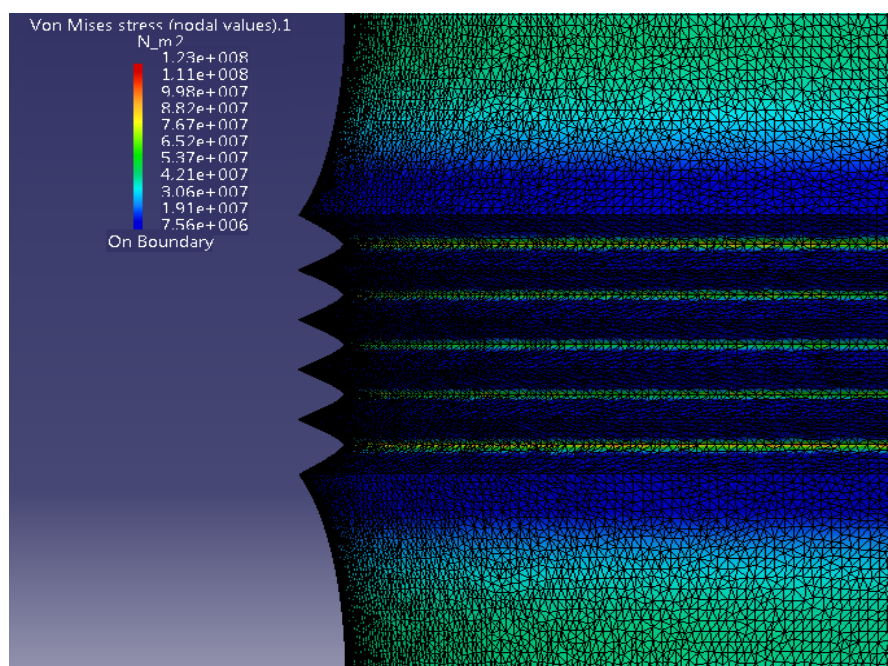


Figura 72: Resultados da análise experimental/numérica para a tensão de Von Mises do quarto modelo de tirante.

Com esta na análise obteve-se o intervalo  $[42,1; 123,0]$  MPa correspondente à variação da tensão de *Von Mises* na zona crítica.

Com este intervalo de valores obteve-se o seguinte diagrama periódico da variação da tensão nesta zona de análise (figura 73):

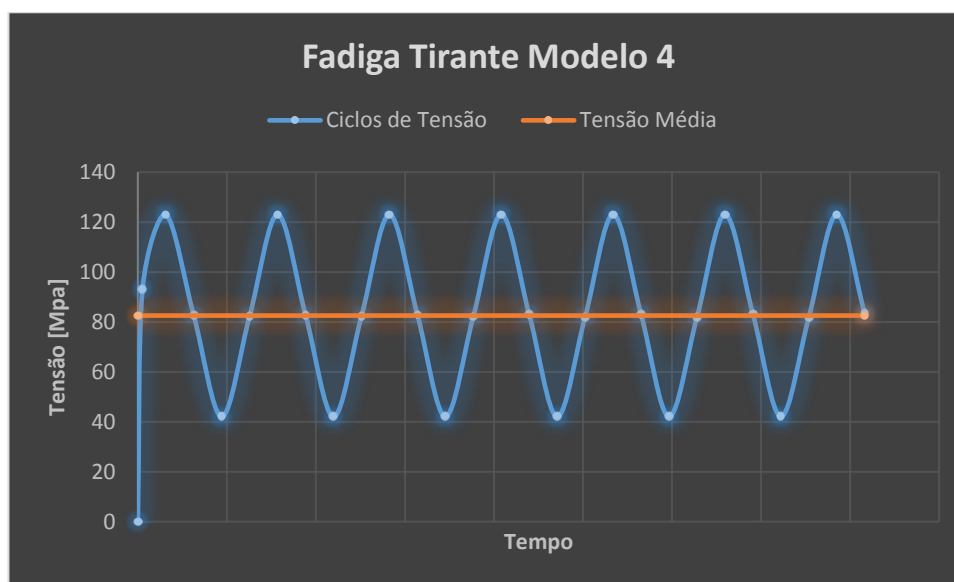


Figura 73: Diagrama periódico da tensão para o quarto modelo de tirante.

Para se obter o número de ciclos à fadiga para esta peça foi preciso estudar o caso específico em função de tabelas [15] normalizadas segundo a norma EN 1993-1-9: 2005 (E). O caso de estudo que mais se assimilou a este foi o caso (50).

Na figura 74 está representado esse caso e as suas características.

50	size effect for $t > 30\text{mm}$ : $k_s = (30/t)^{0.25}$		14) Bolts and rods with rolled or cut threads in tension. For large diameters (anchor bolts) the size effect has to be taken into account with $k_s$ .	14) $\Delta\sigma$ to be calculated using the tensile stress area of the bolt. Bending and tension resulting from prying effects and bending stresses from other sources must be taken into account. For preloaded bolts, the reduction of the stress range may be taken into account.
----	--	--	--	--

Figura 74: Tabela EN 1993-1-9: 2005 (E), caso (50) [15].



Através da amplitude de tensões obtida e com auxílio das curvas de *Wohler* [15], determinou-se que este tirante aguentaria aproximadamente  $1,0 \times 10^6$  ciclos até entrar em fadiga. Quando comparado com o número de ciclos que a travessa aguentaria até entrar em fadiga ( $3,0 \times 10^6$ ), este valor obtido é favorável (uma vez que apresentam a mesma ordem de grandeza). Quando comparado com o modelo 3, verificou-se que a resistência à fadiga do tirante melhorou de 3,3 (3) vezes ( $\frac{1,0 \times 10^6}{3,0 \times 10^5}$ ).

Na figura 75 está representada a curva de *Wohler* associada a esta análise.

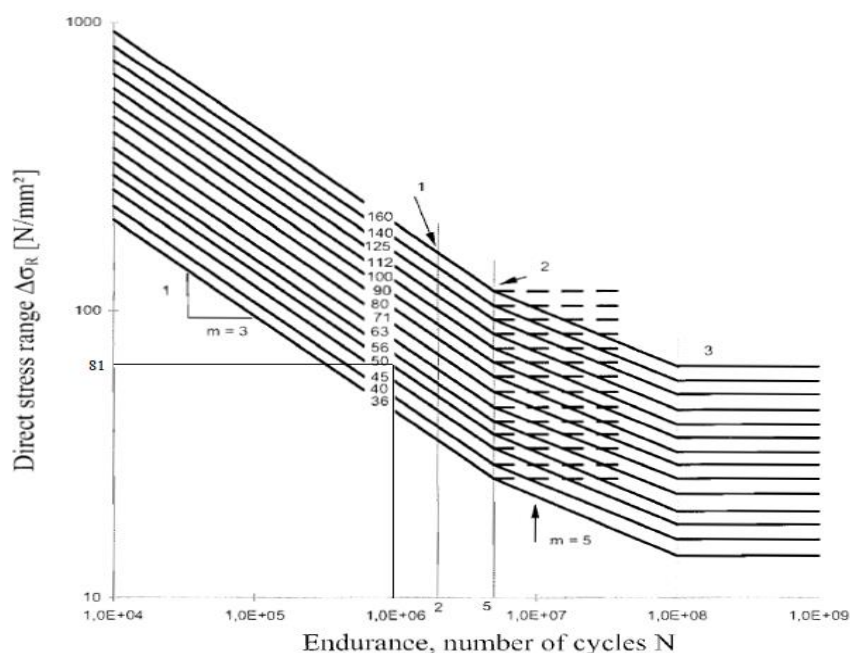


Figura 75: Diagrama representativo das curvas de Wohler [15] (interseção da reta de tensão de 81 [MPa] com o caso (50)).



Na tabela 15 está representado um resumo dos resultados obtidos nas análises dos 4 diferentes modelos de tirantes.

Análises	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Modelo 4
Nº de concordâncias de 3 [mm]	1	1	1	5
Nº de reduções de espessura na secção (por 6 [mm])	0	1- Base	2-Base e Topo	2-Base e Topo
Caso	(50)	(50)	(50)	(50)
Amplitude de tensões [MPa]	212,0	150,7	108,7	80,9
Nº de ciclos até à fadiga	$1,1 \times 10^5$	$2,5 \times 10^5$	$3,0 \times 10^5$	$1,0 \times 10^6$

*Tabela 15: Resultados obtidos para cada uma das 4 análises efetuadas para modelos diferentes de tirantes.*

### 6.3 Síntese

- O estudo à fadiga de diferentes peças de uma máquina é muito importante quando se tratam de máquinas que vão estar sujeitas a um número bastante elevado de ciclos durante a sua vida útil;
- Existem diferentes curvas de *Wohler* para descrever o comportamento à fadiga de diferentes peças com diferentes materiais e diferentes utilidades;
- Zonas de soldadura são zonas críticas de acumulação de tensões que podem levar uma peça a adquirir defeitos por fadiga (estes defeitos se não forem monitorizados podem levar ao colapso total da estrutura);
- A presença de pequenas concordâncias na zona central de tirantes sujeitos a esforços de tração alivia as tensões concentradas no mesmo;
- Fazer variar o perfil circular do tirante (por diminuição local do raio) diminui significativamente as tensões concentradas no mesmo. Por este motivo é um método muito utilizada na maquinagem destas peças, uma vez que ajuda a poupar material (tornando a peça mais leve) e no entanto mais resistente à fadiga por esforços de tração;



## Capítulo 7

### 7. Análise dinâmica

O modo operativo destas máquinas proporciona importantes efeitos dinâmicos na estrutura, particularmente quando se efetua operações de arrombamento de chapa (*blanking*, *piercing*) também designado tecnicamente como puncionagem ou puncionamento. No que diz respeito ao dimensionamento à fadiga, os projetistas normalmente ignoram o efeito da vibração da estrutura depois da prensa exercer forças de impacto referentes a operações de conformação como referido. Cada ciclo de trabalho pode pois ter uma “extensão” dinâmica por vibração, embora se constate que estas estruturas têm um elevado nível de amortecimento estrutural, extinguindo rapidamente as vibrações.

Neste capítulo estuda-se de modo introdutório e muito simplificado modelos práticos de análise dinâmica, complementado este estudo com a análise modal de alguns componentes da prensa recorrendo a modelação por elementos finitos *CATIA*.

### 7.1 Modos Naturais de Vibração

Começou-se por estudar o comportamento natural de vibração da travessa, para isto, utilizou-se o modelo 3D já existente impondo-lhe as devidas condições fronteira.

À semelhança de uma viga encastrada em ambos os lados, encastrou-se as laterais do modelo com fins a se obter resultados semelhantes ao comportamento vibratório de uma viga. Esta, quando sujeita às condições fronteiras anteriores, tem um comportamento polinomial de vibração equivalente a um modo natural de vibração. À medida que a frequência aumenta o grau do polinómio também aumenta, originando-se assim diferentes modos naturais de vibração.

O comportamento esperado de uma viga [16] nestas condições está representado na figura 76.

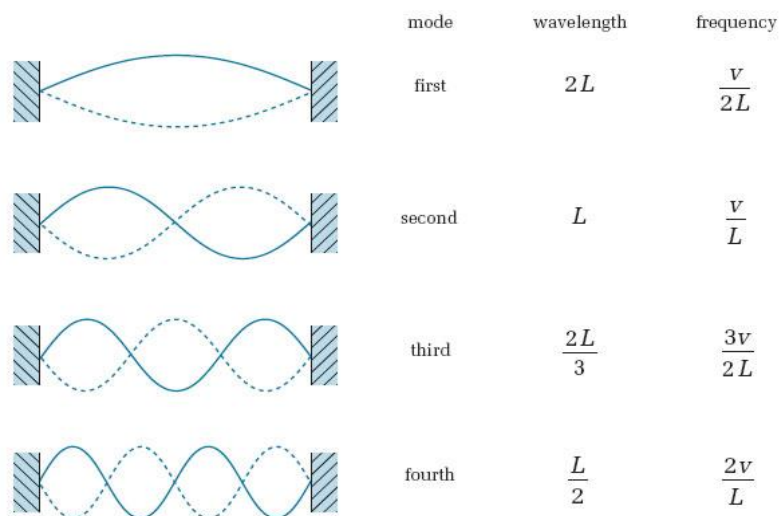


Figura 76: Modos de vibração natural para vigas encastradas em ambas as extremidades [16].

### 7.1.1 Análise e Resultados

Assim utilizou-se o modelo representado na figura 77 para posteriormente se simular utilizando o *software* CATIA.

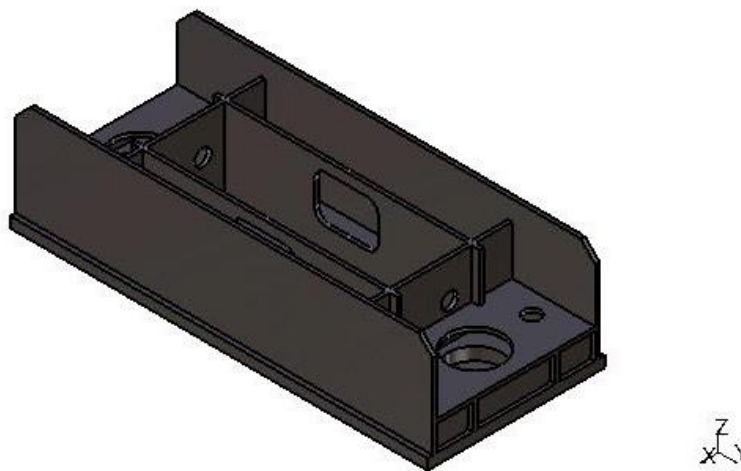


Figura 77: Modelo completo da travessa a ser estudado por análise de frequência.

Após finalizada a análise por frequência obteve-se e anotou-se os resultados para os primeiros 6 modos naturais de vibração. Nos resultados obtidos é possível visualizar que os modos de vibração naturais são simétricos dois a dois. O primeiro e segundo modo são simétricos entre si, e correspondem aproximadamente a um polinómio do tipo  $n = 1$  (uma concavidade). O terceiro e quarto modo são simétricos entre si, e correspondem aproximadamente a um polinómio do tipo  $n = 2$  (duas concavidades). O quinto e sexto modo são simétricos entre si, e correspondem aproximadamente a um polinómio do tipo  $n = 3$  (três concavidades). É de notar que as frequências correspondentes a cada um dos pares são próximas entre si, e entre cada par a diferença entre as frequências é elevada (sempre superior a 100 Hz).

Nas figuras que se seguem tem-se representado os resultados obtidos para cada modo natural de vibração.

### 7.1.1.1 Primeiro Modo

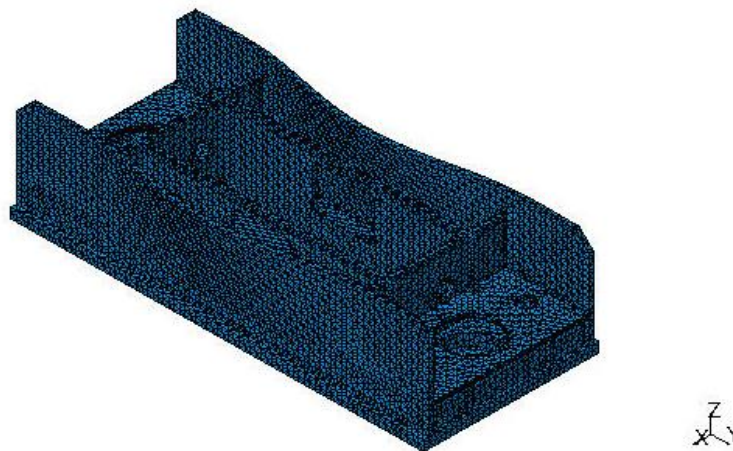


Figura 78: Primeiro modo de vibração natural (armónico) para uma frequência de 120,69 [Hz].

### 7.1.1.2 Segundo Modo

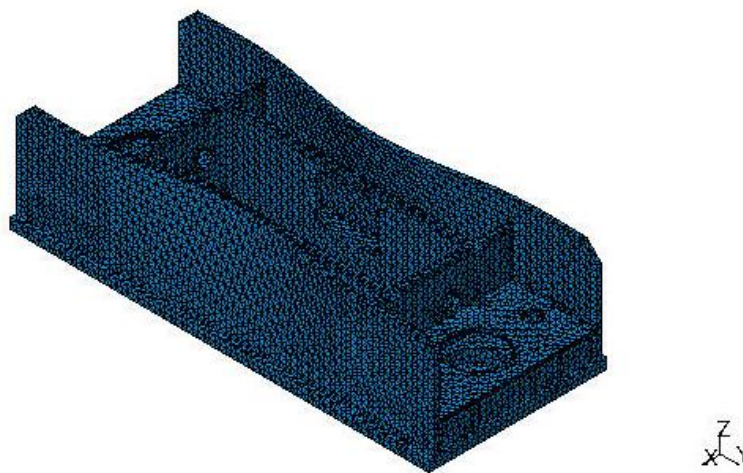


Figura 79: Segundo modo de vibração natural (armónico) para uma frequência de 121,27 [Hz].

### 7.1.1.3 Terceiro Modo

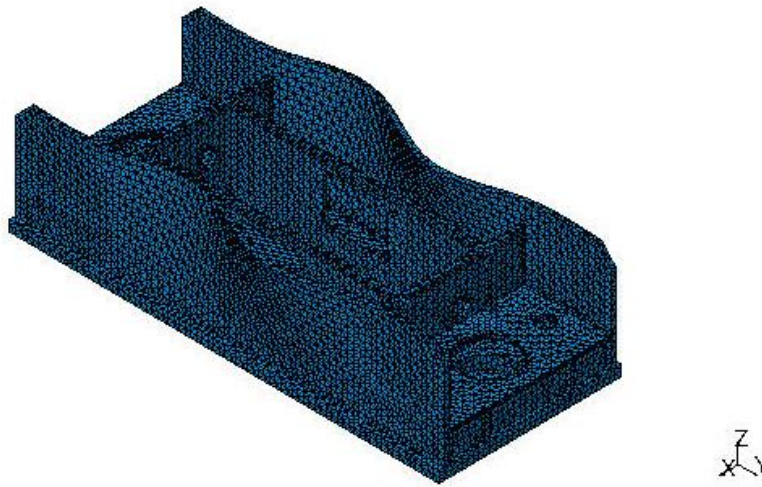


Figura 80: Terceiro modo de vibração natural (armónico) para uma frequência de 239,77 [Hz].

### 7.1.1.4 Quarto Modo

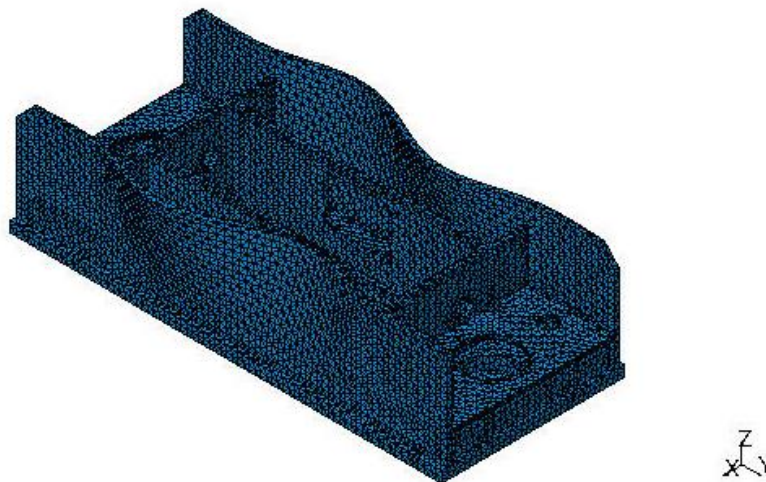


Figura 81: Quarto modo de vibração natural (armónico) para uma frequência de 240,60 [Hz].



#### 7.1.1.5 Quinto Modo

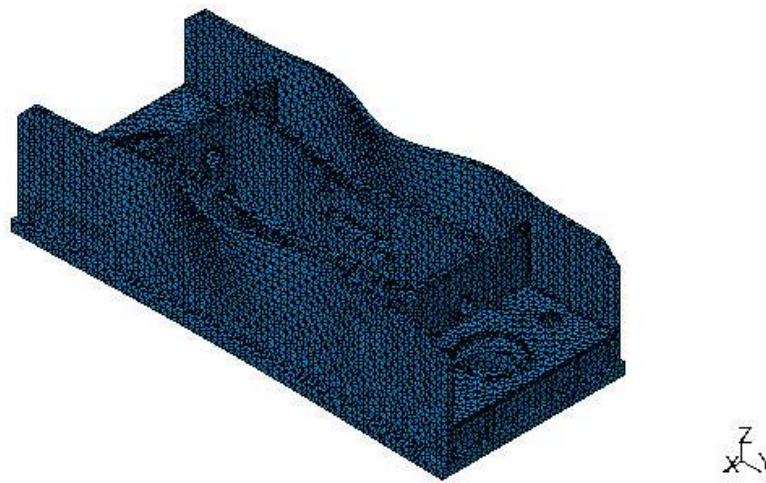


Figura 82: Quinto modo de vibração natural (armónico) para uma frequência de 390,47 [Hz].

#### 7.1.1.6 Sexto Modo

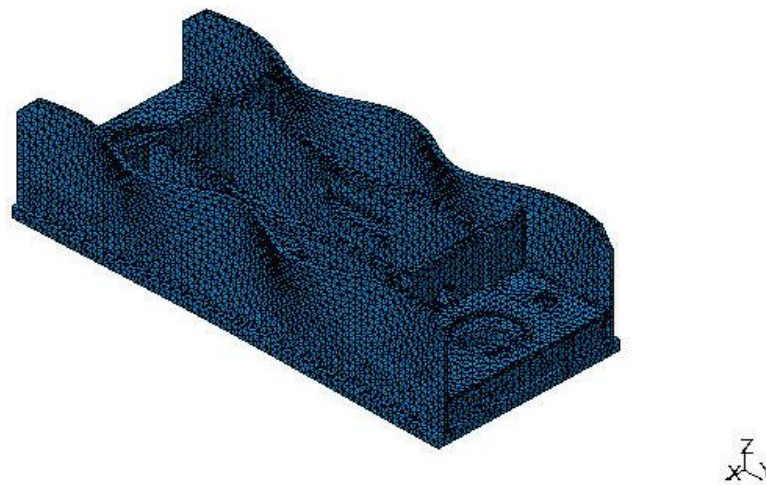


Figura 83: Sexto modo de vibração natural (armónico) para uma frequência de 416,59 [Hz].

### 7.1.2 Resumo da análise de resultados

Na tabela 16 está representado o resumo dos resultados obtidos nas análises anteriores.

Modo Natural	Frequência [Hz]	Grau do polinómio n	Concavidade
1	120,69	1	+
2	121,27	1	-
3	239,77	2	+
4	240,60	2	-
5	390,47	3	+
6	416,59	3	-

Tabela 16: Resultados obtidos para cada análise, associando cada uma a um modo de vibração e a uma determinada frequência.

## 7.2 Sistema Massa

Em seguida passou-se à análise do comportamento de vibração da travessa em função de uma massa exterior concentrada no centro da mesma [17].

Para isso utilizou-se a seguinte equação para a frequência própria do sistema:

$$w_0 = \sqrt{\frac{K}{m}} = 2\pi \times f_0 \quad (21)$$

- $K$ : Rigidez da estrutura em questão;
- $w_0$ : Velocidade angular.

Em função desta equação utilizou-se o *software CATIA* e simulou-se o sistema com uma massa ( $m$ ) a atuar no centro da estrutura.

$$m = 0,5 \times m_{total} \quad (22)$$

Mediu-se no *software* a massa total da estrutura. Assim aplicou-se a seguinte massa:

$$m = 0,5 \times 1331,689 = 665,84 \text{ [kg]}$$

Tendo em conta a rigidez da estrutura calculada no capítulo 5 a frequência própria que seria de esperar como resposta deste sistema é:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{K}{m}} = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{333333,33(3) \times 10^3}{665,844}} = 112,61 \text{ [Hz]}$$

### 7.2.1 Análise e Resultados

Uma vez obtido o parâmetro de comparação de resultados simulou-se o sistema segundo a figura 84.

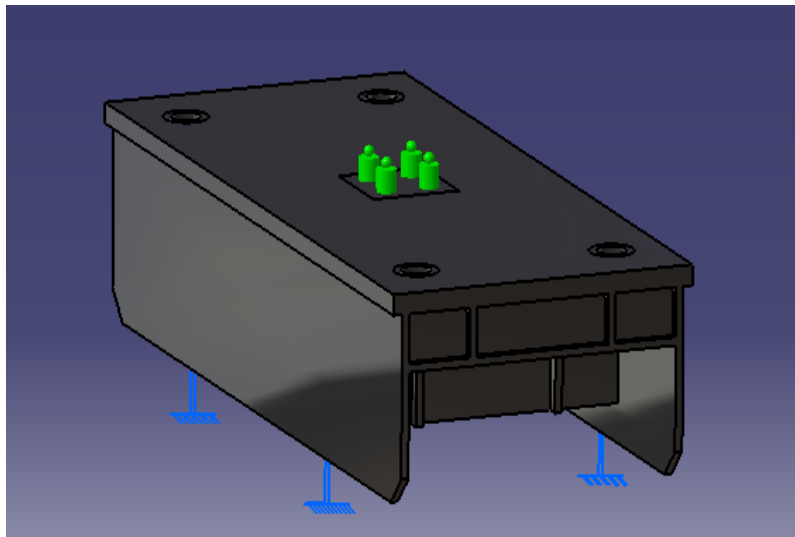


Figura 84: Modelo para análise de frequência, com o respetivo esforço (massa) e condições fronteira.

Uma vez simulado o modelo anterior obteve-se uma tabela de frequências (tabela 17) em função de diferentes modos de vibração natural.

Modo Natural	Frequência [Hz]
1	92,67
2	155,48
3	175,89
4	176,64
5	255,65

Tabela 17: Tabela de frequências para 5 modos diferentes de vibração.

Por análise dos resultados obtidos pode-se observar que o primeiro modo natural de vibração se aproxima ao modo de vibração esperado. Isto porque, a frequência natural obtida no primeiro modo foi a frequência mais próxima da frequência própria teoricamente esperada.

O erro associado a esta análise foi de 17,71 % ( $1 - \frac{92,67}{112,61}$ ), portanto pode-se concluir que o comportamento de vibração da travessa quando sujeita a uma massa equivalente a metade da sua massa total aproxima-se ao primeiro modo natural de vibração.

Na figura 85 está representado o primeiro modo de vibração da travessa.

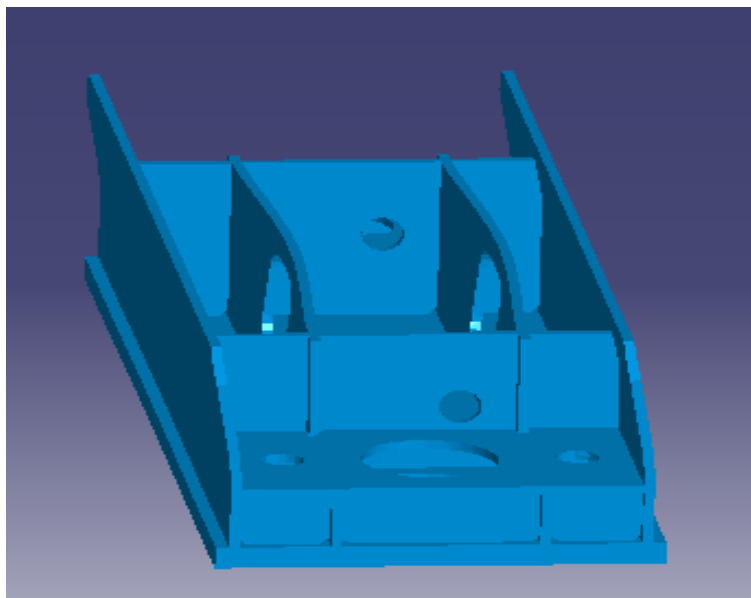


Figura 85: Resultados da análise de frequência correspondente ao primeiro modo de vibração de frequência 92,67 [Hz].

### 7.3 Síntese

- Diferentes modos naturais de vibração correspondem a ondas com diferentes comprimentos e frequências;
- A frequência natural de modos simétricos de vibração são próximas umas das outras;
- Uma estrutura longa encastrada em ambas as extremidades vibra à semelhança de uma viga sujeita às mesmas condições fronteira (aproximadamente);
- Cada golpe da prensa terá uma extensão de ciclos de vibração sujeitos a um fator de amortecimento de 0,3 [18] admitindo que os ciclos deixam de ser significativos quando tiverem uma amplitude cerca de 50% do valor inicial, o número de ciclos é dado por:

$$u(n) = u_0 \times e^{-\zeta \times n} \quad (23)$$

Onde  $\zeta$  é o fator de amortecimento ( $\zeta = 0,3$ ) e  $n$  é o número de ciclos que o sistema deverá efetuar até que a amplitude de oscilação chegue ao decréscimo pretendido (50% neste caso). É de notar que este “número” de ciclos não é necessariamente um inteiro. Sendo  $u(t) = 0,5 \times u_0$ , então o número de ciclos necessário para se atingir esta amplitude é:

$$u(t) = u_0 \times e^{-0,3 \times n} \Rightarrow 0,5 \times u_0 = u_0 \times e^{-0,3 \times n} \Rightarrow 0,5 = e^{-0,3 \times n} \Rightarrow \ln(0,5) = -0,3 \times n \Rightarrow n = \frac{\ln(0,5)}{-0,3} \approx 2,31$$

$$n = 2,31 \text{ ciclos}$$

Numa leitura prática, significa que cada ciclo de trabalho terá uma extensão de cerca de 2,31 ciclos adicionais a juntar ao espectro de solicitações dinâmicas em regime de fadiga, o que pode significar um contributo para eventualmente agravar a vida residual da estrutura ou qualquer componente em particular.





## Capítulo 8

### 8. Conclusões Gerais e Trabalhos Futuros

#### 8.1 Conclusões Gerais

Com este trabalho conseguiu-se, através de métodos de simulação numérica, estudar o comportamento de diferentes componentes de uma prensa. Em função de cada capítulo, tornou-se possível chegar às seguintes conclusões:

- No terceiro capítulo, por análise numérica, pôde-se visualizar o perfil cónico de tensões distribuído por chapas com larguras e espessuras diferentes. De onde se concluiu que, para chapas de aço com espessura inferior ou igual a 30 mm e largura aproximadamente igual à largura crítica referida pela equação (8), o perfil cónico de tensões seria mais nítido, isto é, mais aproximado à geometria teoricamente esperada de se obter.

- No quarto capítulo, por análise numérica, pôde-se visualizar a distribuição de tensões em singularidades de parafusos cujos raios de concordância na raiz aparafusada variam, assim como, a distribuição de tensões em parafusos que lhes foram acrescentadas concordâncias ao longo do seu corpo. De onde se concluiu que, quanto maior fosse o raio de concordância na raiz aparafusada, menor seria a acumulação de tensões nessa mesma zona. Conclui-se também que



a presença de uma concordância de pequena dimensão numa zona próxima da raiz do parafuso contribuía significativamente para o alívio das tensões acumuladas no parafuso, desta forma, contribuindo para o aumento do tempo médio de vida desta componente.

- No quinto capítulo, conseguiu-se determinar a rigidez de um modelo de uma travessa e de um tirante cujas dimensões se assemelham a uma travessa real. Conseguiu-se também determinar equações de retas que descreviam não só o comportamento da rigidez das duas componentes, como a relação entre a respetiva rigidez de cada uma. Desta forma, obteve-se o diagrama junta/parafuso representado pela figura 44. Conseguiu-se também determinar os esforços de compressão na junta e de tração no tirante/parafuso. De onde se pôde concluir que, seria necessário monitorizar a rigidez de ambas as componentes de forma a se garantir que o tirante não iria estar sujeito a um esforço de tração demasiado elevado quando sujeito a uma carga de tração exterior. Verificou-se que, no caso em que isso acontece-se, o tirante poderia fraturar e acorreria uma falha no sistema de ligação. O que seria mais propício de acontecer para casos em que a coeficiente entre as duas rigidezes fosse menor que 1 ( $\frac{K_P}{K_J} \ll 1$ ), isto é, no caso de uma junta pouco flável (junta rígida).

- No sexto capítulo, através de análises numéricas, com o auxílio das curvas de *Wohler* conseguiu-se obter um diagrama periódico de tensão para a travessa, assim como o número de ciclos que esta iria aguentar até ocorrer fadiga. De onde se pôde concluir que, no pior caso de soldadura possível, a travessa em questão só entraria em fadiga após  $2,0 \times 10^6$  ciclos. Conseguiu-se também obter diagramas periódicos de tensão para tirantes de diferentes geometrias, assim como o número de ciclos que estes iriam aguentar até entrarem em fadiga. De onde se pôde concluir que, a presença de pequenas concordâncias na zona central de tirantes, sujeitos a esforços de tração, alivia as tensões concentradas no mesmo. Pôde-se também concluir que, ao se fazer variar o perfil circular do tirante (por diminuição local do raio) diminuiu-se significativamente as tensões concentradas no mesmo, o que, por consequência, aumentou o número de ciclos que este aguentaria até entrar em fadiga.

- No sétimo capítulo, através de análise numérica, conseguiu-se obter os diferentes modos de vibração natural para o modelo de uma travessa. Conseguiu-se também obter uma tabela de frequências para os modos de vibração desta estrutura e analisar o perfil de cada um desses modos. De onde se pôde concluir que, diferentes modos naturais de vibração corresponderiam a ondas com diferentes comprimentos e frequências, as frequências naturais de modos simétricos de vibração seriam próximas umas das outras e que cada ciclo de trabalho teria uma extensão de cerca de 2,31 ciclos adicionais a juntar ao espectro de solicitações dinâmicas em regime de fadiga (o que permitiria um dimensionamento mais seguro).

## 8.2 Trabalhos Futuros

Para trabalhos futuros, dever-se-ia ter em conta as seguintes tarefas:

- Efetuar uma simulação concisa em relação às restantes componentes de prensas cujo estudo não foi elaborado com este trabalho. Para tal, seria necessário efetuar um trabalho de pesquisa de forma a se conseguir identificar quais os parâmetros críticos, quais as dimensões, quais os materiais e quais os esforços a que cada uma dessas componentes estaria sujeita.

- Investigar novos *software* de simulação numérica, de forma a se conseguir não só obter mais destreza para cada ferramenta auxiliar para simulações nesta área, mas também, para se obter mais parâmetros de comparação de resultados, com o fim de se analisar quais ferramentas seriam mais eficientes e mais eficazes. Desta forma, poupar-se-ia tempo, e por consequência, poupar-se-iam os custos associados a esse tempo despendido em cada tarefa.

- Repetir a maioria das simulações, utilizando versões de *software* completas, e utilizando um *hardware* com maior capacidade computacional. Assim, poupar-se-ia tempo e obter-se-iam resultados mais precisos.



## Referências

- [1] *Metal Forming Handbook / Schuler (c) Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1998;*
- [2] *Tese (Paulo Cesar Flores Cerna): Universidade tecnológica federal do paraná/ Programa de p s graduação/ Departamento acad mico de eletr nica/ Especialização em automação industrial;*
- [3] *Desenhos de projeto disponibilizados pela empresa Mecânica Exacta S.A.;*
- [4] *F.Rotscher, Die Maschinenelemente (The machine elements), Springer-Verlage, Berlin, Germany (1927);*
- [5] *Joseph Boussinesq, “Applications des Potentiels   l’étude de l’équilibre et du mouvement des Solides  lastiques”, Gauthier-Villards, Paris, 1885;*
- [6] *Publicação disponível nas aulas de Mecânica dos Solos, Universidade de Massachusetts, Lowell Ave, MA 01852 (14.330 soilstresses (2).pdf). Referente à força por unidade de área na zona de contacto;*
- [7] *Parâmetros e conceitos sobre dimensionamento de parafusos normalizados do livro “Desenho Técnico Básico” de Simões Morais;*
- [8] *Trabalho de pesquisa sobre “Dimensionamento de juntas aparafusadas e aplicação de torque em peças automotivas” realizado pela Faculdade de Engenharia de Resende – Resende, RJ, Brasil, em parceria com a Associação Educacional Dom Bosco (AEDB);*

- [9] *Apontamentos da cadeira “Sistemas Mecânicos” do docente Francisco Queiroz de Melo do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro;*
- [10] *Fatores de concentração de tensões em perfis cilíndricos sujeitos a esforços de tração do livro “Machinery’s Handbook 29th Edition (Erik Oberg)”;* página 205;
- [11] *Parâmetros mecânicos de concentração de tensões, elasticidade e fratura do livro “Roark’s formulas for Stress and Strain”, McGraw-Hill N.Y.1995;*
- [12] *Textos de apoio (2ª parte) da cadeira “Sistemas Mecânicos” sobre chumaceiras, fadiga e veios, do docente Alfredo Balacó de Moraes do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro;*
- [13] *Textos de apoio (3ª parte) da cadeira “Sistemas Mecânicos” sobre molas e parafusos, do docente Alfredo Balacó de Moraes do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro;*
- [14] *Apontamentos da cadeira “Materiais de Construção I” sobre ensaios mecânicos à fadiga, da docente Maria Joana Álvares Ribeiro de Sousa Coutinho do Departamento de Engenharia Civil da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto;*
- [15] *EN 1993-1-9 (2005) (English): Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-9: Fatigue [Authority: The European Union Per Regulation 305/2011, Directive 98/34/EC, Directive2004/18/EC].*
- [16] *Informação recolhida online da página “Open Education” sobre a criação de ondas sonoras: <http://www.open.edu/openlearn/science-maths-technology/engineering-and-technology/technology/creating-musical-sounds/content-section-5.4>;*
- [17] *Trabalho de Laboratório sobre “Movimentos Oscilatórios” realizado na cadeira “Mecânica e Ondas” pelo Instituto Superior Técnico de Lisboa; 2º semestre 2011/2012;*

[18] *Amortecimento estrutural*, K-J-Bathe, “*Finite Element Procedures*”, 1996, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J.